

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»**

ІНЖЕНЕРНО – ХІМІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
кафедра хімічного, полімерного і силікатного машинобудування

«На правах рукопису»
УДК 66. 01 001 (075); 602.22

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри
Гондляр О.В.

_____ (підпис) _____ (ініціали, прізвище)

“ ” _____ 2018 р.

**Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра**

зі спеціальності 131 Прикладна механіка (спеціалізація: Машини і технології пакування) на тему:

Граничні теплові режими у пристроях для термостабілізації прес-форм _____

Виконав (-ла): студент (-ка) 2 курсу, групи ЛУ-61м
(шифр групи)

_____ Шаповал Іван Олександрович _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Науковий керівник Шаповал Андрій Андрійович _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Консультант:

з математичного моделювання д.т.н., проф. Карвацький А.Я. _____

Рецензент _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2018 року

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

Факультет інженерно-хімічний

Кафедра хімічного, полімерного та силікатного машинобудування

Рівень вищої освіти другий (магістр)

Спеціальність _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

О.В. Гондлях

« ____ » _____ 201 р

ЗАВДАННЯ

на магістерську дисертацію студенту

Шаповала Івана Олександровича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації: Граничні теплові режими у пристроях для термостабілізації пресформ науковий керівник дисертації Шаповал Андрій Андрійович,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «21» 03 2018 р. № 979-с

2. Строк подання студентом дисертації: 24.04.2018 р.

3. Об'єкт дослідження: вплив теплофізичних характеристик і параметрів металевих пористих матеріалів та властивостей рідин-теплоносіїв на граничні теплові потоки в умовах, типових для функціонування двофазних теплопередавальних пристроїв (теплових труб), призначених для прес-форм пакувального виробництва.

4. Предмет дослідження: визначення можливостей практичного застосування результатів науково-дослідної роботи для покращення параметрів теплових режимів, типових для видувних прес-форм, призначених для виготовлення полімерної тари.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити:

1) виконати аналітичний огляд стану досліджень теплопередавальної здатності теплових труб з різними типами капілярних структур;

2) виконати експериментальні дослідження граничних значень теплопередавальної здатності теплових труб для різних умов їх нагрівання ;

3) на основі результатів досліджень впливу фізико-технічних характеристик і параметрів теплових труб на їх теплопередавальну здатність підготувати публікації до конференцій.

4) дослідити процеси теплообміну при пароутворенні на металевих пористих поверхнях, в умовах типових для функціонування теплових труб;

5) дослідити процеси теплообміну (критичних теплових потоків) при кипінні води в умовах її вільного руху на пористих поверхнях;

6) узагальнити результати досліджень процесів теплообміну у вигляді розрахункових формул;

7) здійснити патентні дослідження з метою модернізації конструкцій видувних прес-форм;

8) розробити математичну модель фізичних процесів у модернізованих прес-формах (з тепловими трубками).

6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу: плакати, що включають: постановку задач дисертації; методику виконання задач; математичну модель процесів нелінійної нестационарної теплопровідності ізотропного середовища (прес-форми); алгоритми розв'язання задач; опис експериментальних установок, принцип роботи теплових труб, характеристика металевих капілярно-пористих структур для ефективних теплових труб висновки.

7. Орієнтовний перелік публікацій: 5 статей у збірниках праць міжнародних науково-технічних конференцій. Підготовлено матеріали для патенту на корисну модель.

8. Консультанти розділів дисертації

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розділ 3 Постановка математичної задачі процесів нелінійної нестационарної теплопровідності ізотропного середовища (прес-форми)	д.т.н., проф. Карвацький А.Я.		

9. Дата видачі завдання 15.11.2016

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Аналіз літературних і патентних джерел щодо теплових труб, теплотрубних теплообмінників та контактних термічних опорів. Формулювання задач теоретичних та експериментальних досліджень	31.12.16	виконано
2	Аналіз фізико-математичних моделей двофазного та контактного теплообміну в капілярно-пористих структурах теплових труб	21.03.2017	виконано
3	Вибір та обґрунтування методів експериментальних досліджень параметрів інтенсивності процесів теплообміну в умовах, типових для теплових труб	31.03.17	виконано

4	Розробка методики розрахунків інтенсивності процесів теплообміну у теплових трубах.	31.05.17	виконано
5	Модернізація експериментальної установки для дослідження процесів теплопровідності та інтенсивності процесів теплообміну в умовах, типових для роботи теплових труб	25.07.17	виконано
6	Проведення експериментальних досліджень, згідно з тематикою магістерської роботи	30.09.17	виконано
7	Узагальнення результатів аналітичних та експериментальних досліджень	31.11.17	виконано
8	Висновки і рекомендації щодо застосування капілярно-пористих структур у теплових трубах, з врахуванням отриманих експериментальних даних та їх узагальнень.	28.02.18	виконано
9	Підготовка публікацій за результатами роботи і досліджень	31.03.18	виконано
10	Оформлення магістерської роботи та підготовка до захисту	20.04.18	виконано

Студент

(підпис)

І.О. Шаповал
(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

(підпис)

А.А. Шаповал
(ініціали, прізвище)

РЕФЕРАТ

Об'єктом дослідження є фізичні процеси двофазного теплообміну на пористих поверхнях теплопередавальних пристроїв. Об'єкт розробки – системи охолодження і термостабілізації робочої поверхні видувної прес-форми. Такі пристрої є поширеними у виробництвах пакувальних матеріалів (зокрема – полімерної тари).

Мета роботи: 1) Дослідження впливу теплофізичних характеристик і параметрів металевих пористих матеріалів та властивостей рідин-теплоносіїв на граничні теплові потоки в умовах, типових для функціонування двофазних теплопередавальних пристроїв (теплових труб), призначених для прес-форм пакувального виробництва. 2) Визначення можливостей практичного застосування результатів роботи для покращення параметрів теплових режимів, типових для видувних прес-форм призначених для виготовлення полімерної тари.

Методи дослідження: 1) аналітичні: огляд відомих в світовій науково-технічній літературі результатів досліджень двофазного теплообміну в умовах, аналогічних технічним умовам даної роботи; 2) експериментальні: розробка дослідних зразків КПС теплових труб; 3) проведення експериментальних досліджень фізичних процесів при теплообміні на поверхнях з КПС; 4) обробка та узагальнення отриманих результатів з метою їх врахування при розробці та створенні нового теплотехнічного обладнання та устаткування.

Отримано ряд нових експериментальних даних в умовах роботи теплових труб. Результати роботи мають практичне значення для конструювання сучасного теплотехнічного обладнання і устаткування, зокрема теплових труб. Отримані результати можуть бути рекомендовані для впровадження на підприємствах, які розробляють та виробляють теплообмінне обладнання і устаткування.

ТЕПЛОВІ ТРУБИ, ТЕПЛООБМІН, КАПЛЯРНО-ПОРИСТІ СТРУКТУРИ
МЕТАЛОВОЛОКНИСТІ КАПЛЯРНІ СТРУКТУРИ, ПРЕС-ФОРМА,
ПОЛІМЕРНА ТАРА

РЕФЕРАТ

Объектом исследования являются физические процессы двухфазного теплообмена на пористых поверхностях теплопередающих устройств. Объект разработки - системы охлаждения и термостабилизации рабочей поверхности выдувной пресс-формы. Такие устройства являются распространенными в производствах упаковочных материалов (в частности - полимерной тары).

Цель работы: 1) Исследование влияния теплофизических характеристик и параметров металлических пористых материалов и свойств жидкостей-теплоносителей на предельные тепловые потоки в условиях, типичных для функционирования двухфазных теплопередающих устройств (тепловых труб), предназначенных для пресс-форм упаковочного производства. 2) Определение возможностей практического применения результатов работы для улучшения параметров тепловых режимов, типичных для выдувных пресс-форм предназначенных для изготовления полимерной тары.

Методы исследования: 1) аналитические: обзор известных в мировой научно-технической литературе результатов исследований двухфазного теплообмена в условиях, аналогичных техническим условиям данной работы; 2) экспериментальные разработка опытных образцов КПС тепловых труб; 3) проведение экспериментальных исследований физических процессов при теплообмене на поверхностях с КПС; 4) обработка и обобщение полученных результатов с целью их учета при разработке и создании нового теплотехнического оборудования и оборудования.

Получен ряд новых экспериментальных данных в условиях работы тепловых труб. Результаты работы имеют практическое значение для конструирования современного теплотехнического оборудования и оборудования, в том числе тепловых труб. Полученные результаты могут быть рекомендованы для внедрения на предприятиях, разрабатывают и производят теплообменное оборудование и оборудование.

ТЕПЛОВЫЕ ТРУБЫ, ТЕПЛООБМЕН, КАПИЛЛЯРНАЯ-ПОРИСТУЮ
СТРУКТУРУ МЕТАЛОВОЛОКНИСТИ КАПИЛЛЯРНОЙ СТРУКТУРОЙ,
ПРЕСС-ФОРМА, ПОЛИМЕРНАЯ ТАРА

ABSTRACT

The object of research is the physical processes of two-phase heat transfer on porous surfaces of heat transfer devices. The object of development - systems of cooling and thermostabilization of the working surface of blow molding. Such devices are common in the production of packaging materials (in particular - polymer containers).

The purpose of the work: 1) Investigation of the influence of thermophysical characteristics and parameters of metallic porous materials and properties of liquid-coolants on the boundary heat fluxes under the conditions typical for the operation of two-phase heat transfer devices (heat pipes) intended for molds of packaging production. 2) Determination of practical possibilities the application of the results of work to improve the parameters of the thermal regimes typical for blow molds for the manufacture of polymeric packaging.

Research methods: 1) analytical: review of the results of two-phase heat transfer studies known in the world scientific and technical literature in conditions analogous to the technical conditions of this work; 2) experimental: development of prototype PCBs of heat pipes; 3) conducting experimental studies of physical processes in the heat exchange on surfaces with KPS; 4) processing

and the synthesis of the obtained results in order to take them into account in the development and creation of new heat engineering equipment and equipment.

A number of new experimental data were obtained in the conditions of the work of heat pipes. The results of the work are of practical importance for the construction of modern heat engineering equipment and equipment, in particular heat pipes. The results obtained can be recommended for implementation at enterprises that develop and produce heat-exchange equipment and equipment.

HEAT PIPES, HEAT EXCHANGE, CAPILLARY-PORCINE STRUCTURES OF METALLIC VEGETABLES, CAPILLARY STRUCTURES, PRESS-FORM, POLYMER TANK

ПЕРЕЛІК ПОЗНАЧЕНЬ

d_b – діаметр волокна, мкм;

l_b – довжина волокна, мм;

Θ_s – поверхнева пористість, %;

λ – теплопровідність, Вт/(м·К);

λ_k – каркасна теплопровідність, Вт/(м·К);

$\lambda_{\text{еф}}$ – ефективна теплопровідність, Вт/(м·К);

$\delta_{\text{кс}}$ – товщина капілярної структури, мм;

$\delta_{\text{пс}}$ – товщина капілярно – пористої структури, мм;

R – термічний опір, м²·К/Вт;

$R_{\text{тт}}$ – термічний опір теплової труби

$R_{\text{конт}}$ – контактний термічний опір, м²·К/Вт;

$\Delta T_{\text{ст}}$ – температурний напір

ТТ – теплова труба;

ТС – термосифони;

КС – капілярна структура;

МПКС – металеві порошкові капілярні структури;

МВКС – металеві волокнисті капілярні структури;

В – волокниста структура;

В+П – волокнисто – порошкова структура.

вх – вхідний

вих – вихідний

n – кількість

P – тиск

ΔP – різниця значень тиску; гідравлічний (аеродинамічний) опір

Q – тепловий потік

$Q_{\text{тт}}$ – тепловий потік, який передається тепловою трубою

ЗМІСТ

С.

Вступ

- 1 Аналітичний огляд стану досліджень теплопередавальної здатності теплових труб з різними типами капілярних структур .
 - 1.1 Перспективи застосування теплових труб у апаратах та пристроях хімічного машинобудування
 - 1.2 Фізичні основи функціонування двофазних теплопередавальних пристроїв. Основні характеристики капілярних матеріалів, їх значення для якості теплових труб
 - 1.3 Процеси і технології виготовлення капілярних структур і теплових труб для хімічного обладнання
 - 1.4 Постановка задач дисертаційної роботи
- Висновки до розділу 1
- 2 Експериментальні дослідження граничних значень теплопередавальної здатності теплових труб для різних умов їх нагрівання
 - 2.1 Експериментальне обладнання для досліджень гідродинамічних характеристик металевих пористих матеріалів.
 - 2.2 Експериментальне обладнання для досліджень теплофізичних властивостей теплових труб. Методика досліджень
- Висновки до розділу 2
- 3 Результати досліджень впливу фізико-технічних характеристик і параметрів теплових труб на їх теплопередавальну здатність
 - 3.1 Результати розрахунків параметрів теплообміну при пароутворенні на пористих поверхнях згідно з фізичною моделлю.
 - 3.2 Результати експериментів, щодо критичних теплових потоків при кипінні води в умовах її вільного руху на пористих поверхнях

					Л461м.055166.01-90ПЗ					
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						
Розроб.	Шаповал				Граничні теплові режими у пристроях для термостабілізації прес-форм					
Перевір.	Шаповал									
Реценз.										
Н. Контр.										
Затверд.	Гондляр									
					Літ.	Арк.	Акрушів			
							6			
					КПІ ім. Ігоря Сікорського					

3.3	Узагальнення результатів досліджень термічного опору теплових труб з різними типами капілярних структур.	
3.4	Оцінки похибок результатів експериментів	
3.5	Патентні дослідження конструкцій видувних прес-форм	
3.6	Розробка математичної моделі фізичних процесів у прес-формах	
	Висновки до розділу 3	
4	Охорона праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях	
4.1	Вимоги щодо безпеки проведення експлуатації експериментальної установки	
4.2	Методи проведення досліджень на експериментальній установці з врахуванням встановлених вимог	
4.3	Вимоги до повітря у робочій зоні	
4.4	Технічні рішення для забезпечення електробезпеки при експлуатації електрообладнання	
4.5	Вимоги до освітлення	
4.6	Виконання вимог щодо пожежної безпеки	
5	Розроблення стартап-проекту	
5.1	Опис проекту модернізації пресформ	
5.2	Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту	
5.3	Розроблення ринкової стратегії проекту	
5.4	Розроблення маркетингової програми стартап-проекту	
	Висновки	
	Список літератури.	
	Додатки	

ВСТУП

Розвиток сучасної техніки передбачає підвищення продуктивності та економічності хімічного обладнання та технологічних процесів, покращення показників їх матеріало- та енергоємності, підвищення якості вітчизняної продукції. Важливими елементами розвитку сучасного виробництва є розробка, вдосконалення, впровадження нових методів модернізації обладнання, призначеного, зокрема, для ефективного підведення та відведення теплоти. Останнє має місце у багатьох хіміко-технологічних процесах. Також актуальною проблемою є необхідність забезпечення оптимальних теплових режимів при функціонуванні промислового обладнання, пристроїв, та апаратів.

Натепер у країні спостерігається підвищення асортименту продовольчої продукції. Можна стверджувати, таким чином, що процеси пакування продукції і, зокрема, тара та її якість є важливими та необхідними елементами для забезпечення товарного вигляду та терміну придатності товарів.

Забезпечення оптимальних температурних і теплових режимів при виробництві полімерної тари, зокрема – пляшок відносно невеликого об'єму є важливою та актуальною задачею.

На основі огляду новітньої науково-технічної літератури в даній галузі проаналізовано результати досліджень характеристик металевих капілярно-пористих капілярних структур і фізико-технічних характеристик замкнених двофазних теплопередавальних пристроїв (теплових труб), здатних вирішувати, певним чином, ряд вищезазначених теплофізичних проблем і задач. Важливими конкретними задачами є оптимізація параметрів теплових труб, розробка технологій їх виготовлення, дослідження експлуатаційних властивостей. Теплові труби, що відзначаються високою теплопровідністю, розроблено і досліджено у вітчизняних науково-технічних установах, у тому числі, в Інституті проблем матеріалознавства НАН України. Такі пристрої успішно використовують для охолодження та термостатування радіоелектронної апаратури, забезпечення

теплових режимів оптичних, аналітичних та точних пристроїв, механічного та електротехнічного обладнання, охолодження черв'яків екструдерів, прес-форм.

Об'єктом досліджень у магістерській дисертації є металеві капілярно-пористі структури волокнистої та композиційної будови, теплові труби з вище зазначеними капілярними структурами та фізико-технічні характеристики труб.

Об'єкт розроблення – теплові труби, призначені, зокрема, для пристроїв виготовлення полімерної пакувальної продукції.

1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ТЕПЛОВИХ ТРУБ З РІЗНИМИ ТИПАМИ КАПІЛЯРНИХ СТРУКТУР

1.1 Перспективи застосування теплових труб у апаратах та пристроях хімічного машинобудування

Теплові труби відносяться до класу тепло передаючих пристроїв, загальним показником яких є функціонування по принципу замкнутого випарно-конденсаційного циклу. Теплова труба [1-3] представляє собою порожнистий герметичний, попередньо відвакуумований металевий корпус-оболонку, внутрішня поверхня якого має капілярну структуру, насичену рідким теплоносієм (рис.1.1).

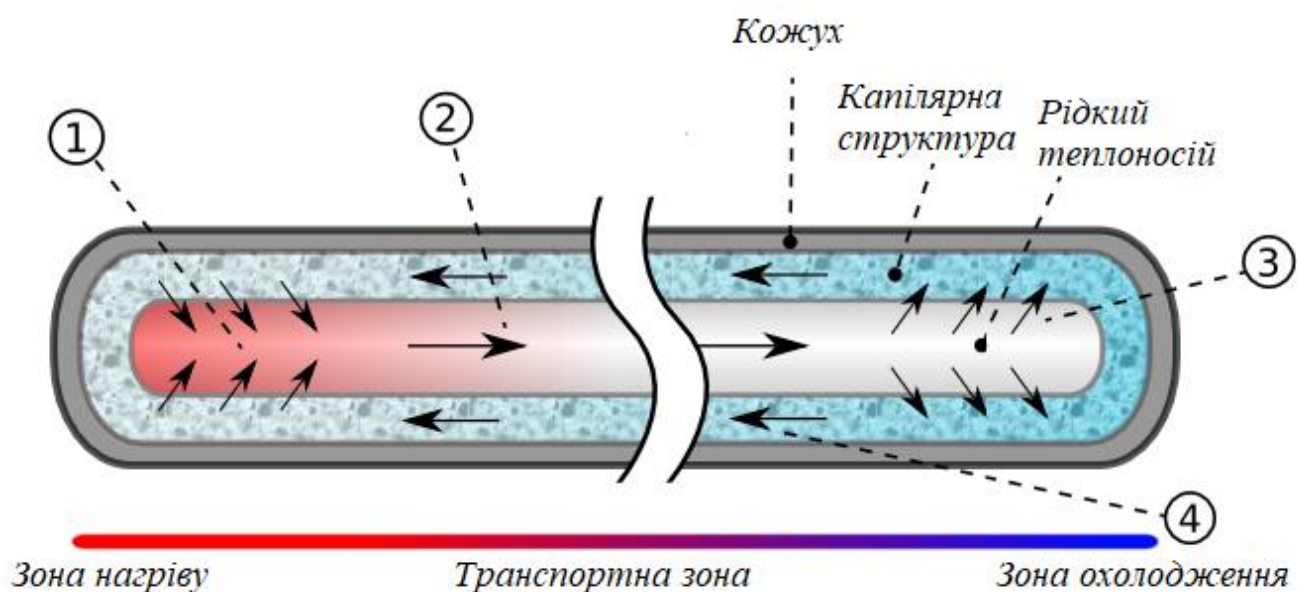


Рисунок 1.1 – Схема-ілюстрація функціонування теплової труби у її робочому стані

1 – Тепловий потік підводиться до зони нагрівання ТТ; через корпус ТТ він передається приєднаній до корпусу ТТ (всередині ТТ) капілярній структурі (КС). Зовнішня поверхня КС контактує з «паровим каналом». 2 – Потік пари, під дією виникаючого всередині ТТ градієнта тиску (обумовленого різницею температур

у зонах нагрівання та охолодження ТТ) переміщується по паровому каналу транспортної (практично адіабатної) зони в зону конденсації (охолодження) ТТ; 3 – При відведенні теплоти пар конденсується на поверхні капілярної структури у зоні охолодження ТТ; 4 – конденсат повертається у зону випаровування (кипіння) крізь капілярну структуру під дією як капілярних сил, так і сил гравітації.

Теплові труби дозволяють ефективно вирішувати наступні технічні задачі:

- Розділення джерела та стоку теплоти, тобто організація відведення та підведення теплоти на ділянках, які значно віддалені та вільно орієнтовані в просторі відносно одна одної.
- Трансформація густини теплового потоку, тобто концентрація чи деконцентрація теплового потоку в широких межах.
- Вирівнювання температурного поля та згладжування піків температури.
- Регулювання та стабілізація температури об'єктів.

До основних переваг теплових труб у порівнянні з традиційними елементами теплопередавальних систем відносять:

- простоту конструкції;
- відсутність рухомих деталей та безшумність роботи;
- відносно малі габарити;
- відсутність витрат енергії на переміщення рідини-теплоносія;
- надійність роботи;
- високу еквівалентну теплопровідність, яка є основною перевагою ТТ

Теплові труби можна класифікувати за рядом основних ознак:

- за температурним діапазоном роботи теплової труби (табл. 1.1);
- за ступенем зміни термічного опору: ТТ розділяються на нерегульовані та регульовані ТТ;

- за конфігурацією: можна виділити власне теплові труби, у яких довжина набагато більша за еквівалентний діаметр, та теплові труби складної форми.

Таблиця 1.1–Типи теплових труб за температурними діапазонами роботи

Типи теплових труб	Температурний діапазон, К
Кріогенні	нижче 200
низькотемпературні	200-550
середньотемпературні	550-750
високотемпературні	більше 750

Тому застосування теплових труб у апаратах та пристроях хімічного машинобудування є досить перспективним, адже коефіцієнт теплопередачі є найбільшим серед аналогів і застосовувати теплові труби для охолодження, нагрівання або розрівнювання температури є доцільним і пріоритетним технічним рішенням.

1.2 Фізичні основи функціонування двофазних теплопередавальних пристроїв. Основні характеристики капілярних матеріалів, їх значення для якості теплових труб

Капілярно-пористими матеріалами (КПМ) [4-5] називають системи із великої групи матеріалів, які собою сукупність металевих фракцій у різноманітних композиціях. Із ряду структурних характеристик КПМ важливе значення мають пористість P , ефективний діаметр пор $d_{\text{эф}}$, розподіл пор за розмірами. Аналіз експериментальних досліджень ряду характеристик пористих матеріалів свідчить, що найбільше на їх фізичні властивості впливає загальна пористість Θ (остання вимірюється у відсотках або долях).

Теплофізичними характеристиками пористого матеріалу є теплопровідність λ , теплоємність C і температуропровідність a . Перенесення тепла в капілярно-пористих середовищах визначається цілою низкою теплових процесів: теплопровідністю, конвекцією (у порах матеріалів) та випромінюванням.

Особливості будови капілярних структур ТТ обумовлюються їхніми структурними параметрами, які безпосередньо впливають на процеси, що протікають у ТТ, і визначають капілярно-транспортні та теплофізичні властивості КС. До таких структурних вихідних параметрів відносяться: форма й розміри часток, що утворюють пористу структуру, пористість структури для вставних КС, розміри й крок пазів (каналів) – для конструкційних КС.

У таблиці 1.2 наведені основні види капілярних структур теплових труб.

Частки пористої структури можуть мати різну форму: сферичну або округлу (порошкові матеріали), циліндричну (сітки або волокнисті матеріали), діаметром 1...1000 мкм. Капілярна структура може бути утворена частками однакових або різних розмірів. Частини КС, пов'язані між собою, утворюють пористі об'єми (пори). Відношення об'єму пор V_n до всього об'єму пористого тіла V_0 називається об'ємною пористістю. Об'ємна пористість металоволокнистих структур, які використовують у ТТ звичайно становить 0,4...0,95. Крім об'ємної, існує поняття поверхневої пористості Θ_s (відношення площі пор у перетині до загальної площі перетину).

Однією із основних вимог до пористої капілярної структури ТТ є відсутність несполучених (тупикових і закритих) пор. Пористість КС ТТ повинна бути «ефективною» (проникною). Ефективна пористість визначається як відношення об'єму сполучених пор до загального об'єму тіла. Крім вихідних параметрів, важливими структурними характеристиками КС є розміри пор (капілярів). Залежно від наявності в КС пор однакових або різних розмірів їх можна розділити на регулярні (рівномірні) і нерегулярні (нерівномірні) структури відповідно. Конструкційні КС відносяться до регулярних структур, а вставні, як правило, до нерегулярних.

Таблиця 1.2 – Види капілярних структур теплових труб

№	Тип капілярної структури	Переваги	Недоліки
1	Металоволокниста	Розподіл пор по розмірах. Висока проникність і висота капілярного підняття. Відсутність тупикових пор	Складність виготовлення
2	Порошкова	Розподіл пор за розмірами	Низька проникність. Наявність тупикових пор
3	Сітчаста	Відносно висока проникність. Серійне виготовлення сіток	Високий термічний опір контактів. Відсутність розподілу пор по розмірах. Нестійкий процес кипіння
4	Металево-пінна	Розподіл пор за розмірами. Висока проникність	Наявність тупикових пор
5	КС електрохімічною осадкою	Розподіл пор за розмірами	Низька проникність. Наявність тупикових пор
6	Канавки, канали	Висока проникність	Відсутність розподілу пор за розмірами
7	Комбіновані	Розподіл пор по розмірах. Висока проникність і висота капілярного підняття. Відсутність тупикових пор	Складність виготовлення
8	Гофровані	Висока проникність та еластичність	Високий термічний опір контактів. Відсутність розподілу пор по розмірах.

За останній час в Україні вперше створено нові типи пористих матеріалів, що певним чином поєднують властивості зазначених типів КПМ. Композиційні порошково-волокнисті матеріали, які розроблені і створені в Інституті проблем

матеріалознавства ім. Францевича (Київ), є перспективними типами капілярних структур для теплових труб функціонального призначення. У таких типах КС значною мірою можуть зберігатися переваги як пористих волокнистих, так і пористих порошкових матеріалів. Для розробки були використані шаруваті матеріали, що містять лінійні (волокна) і точкові (порошок) структурні елементи. У залежності від співвідношення розмірів порошкових та волокнистих часток, товщини волокнистих і порошкових шарів, структура і фізичні властивості таких матеріалів істотно змінюються і розширюються.

В залежності від співвідношення розмірів порошкових (d_p) і волокнистих (d_v) часток, а також товщини волокнистих та порошкових шарів формуються різні типи макроструктури матеріалів. Структури з окремих волокнистих і порошкових шарів формуються при типовому співвідношенні $d_p/d_v > 2$ (рисунок 1.2).

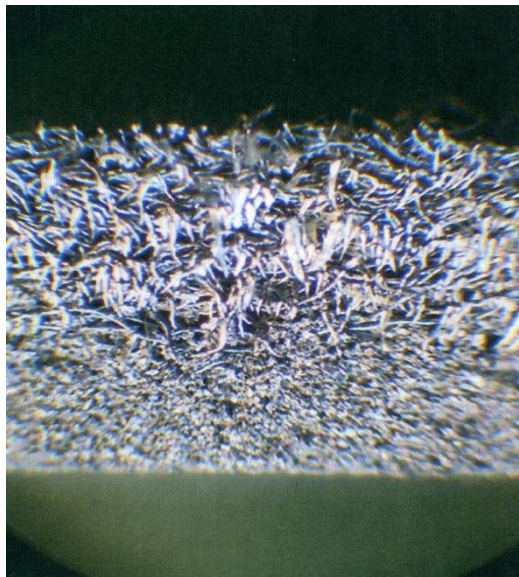


Рисунок 1.2. Структура шаруватого пористого волокнисто-порошкового матеріалу (покриття)

При значеннях $d_p/d_v < 2$ порошок частково або повністю осаджується в попередньо сформований високопористий волокнистий каркас. Такі композиції є перспективними щодо можливого використання їх у якості КС для ТТ (рис. 1.3).

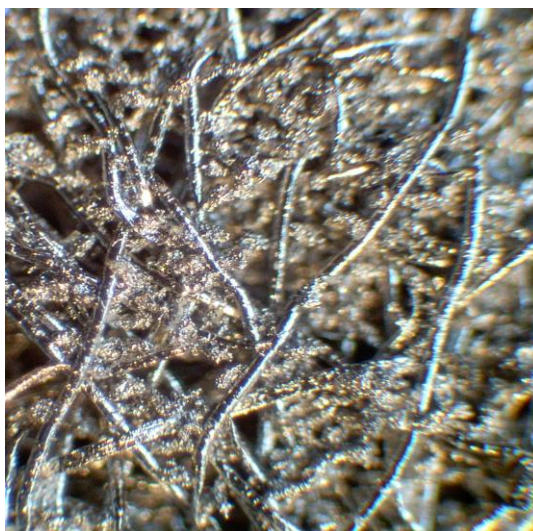


Рисунок 1.3. Структура каркасного пористого волокнисто-порошкового матеріалу (покриття)

Визначення гідродинамічних і теплофізичних характеристик композиційних КС та їх доцільність застосування у теплових трубах і термосифонах потребують ряду експериментальних та аналітичних досліджень.

1.3 Процеси і технології виготовлення капілярних структур і теплових труб для хімічного обладнання

Одним з найбільш продуктивних методів отримання порошків є метод розпилення, або пульверизації, рідких металів і сплавів. В його основі лежить розпилення струменя розплавленого металу за допомогою повітря, інертного газу, пари або ударів лопаток обертового диска. До методів розпилення тісно примикає метод грануляції, що полягає в зливанні рідких металів у воду, при цьому струмінь попередньо подрібнюється на сітці або на конвеєрній стрічці[6].

Розпилення і грануляція широко застосовуються при виготовленні порошків легкоплавких металів і сплавів: алюмінію, свинцю, цинку, олова, бронзи, латуні, міді, - а також при отриманні порошку чавуну, феросплавів, сталі, заліза. Гранична температура плавлення одержуваних металів і сплавів обмежена стійкістю вогнетривів і труднощами одержання великих перегрівів рідкого металу і складає не вище 1500 - 1600 °, а практично 1400 °.

Розпилені і гранульовані порошки можуть виходити сферичними за формою, що особливо важливо для виготовлення фільтрових матеріалів. Однак такого роду порошки не відрізняються високою чистотою, вони значно окислені і майже завжди вимагають додаткового відновленого відпалу.

Основними перевагами методів розпилення і грануляції є висока продуктивність, легкість виготовлення порошків сплавів і можливість отримання сферичних частинок. Вартість розпорошених і гранульованих порошків ненабагато перевищує вартість литих металів. Недоліками цих методів є обмежений вибір металів для розпилення, невисока чистота порошків і необхідність наявності плавильних агрегатів.

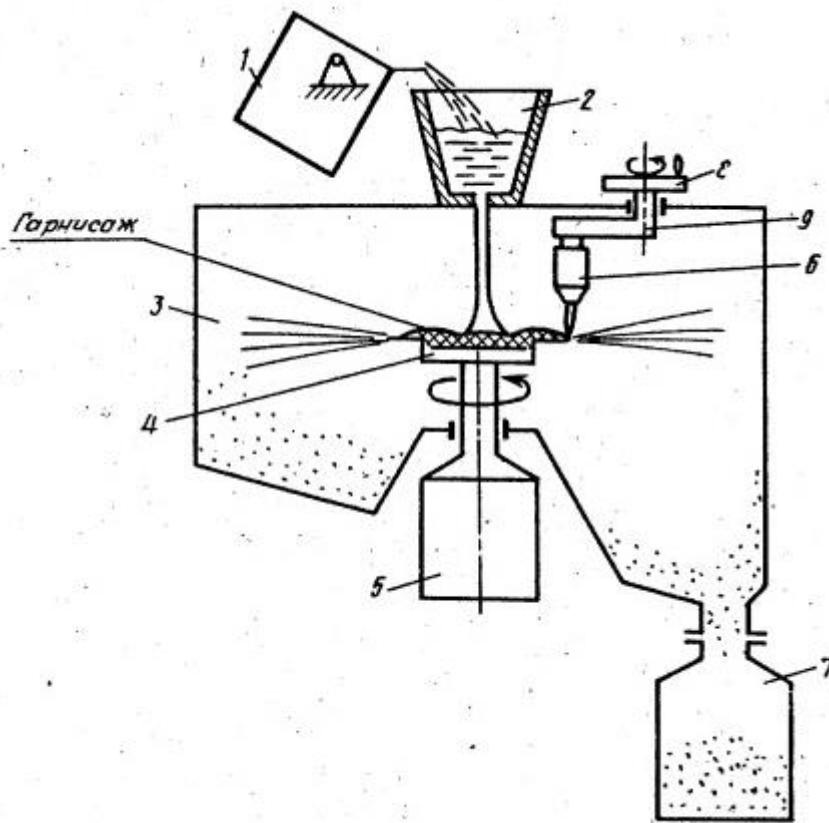
Методи розпилення відомі давно. Існує багато варіантів цих методів, нижче будуть охарактеризовані найважливіші з них.

Грануляція, або лиття в воду, здавна застосовується для виготовлення свинцевого дробу. Однак таким методом можна отримувати тільки порівняно грубі порошки розміром 0,5 - 1 мм і вище. Дрібніші фракції утворюються, якщо застосовувати інтенсивне роздрібнення струменя за допомогою рухомої конвеєрної стрічки.

Схема такої установки показана на рисунку 1.4. Розплавлений метал виливається з ковша в жолоб, звідки надходить на рухому стрічку транспортера. На стрічці струмінь розбивається і у вигляді крапельок або цівок потрапляє у воду. По мірі накопичення порошок витягують через нижній люк.

Таким чином отримують порошок з розмірами частинок від 0,16 мм і вище. У разі необхідності його піддають додатковому відпалу та розмелюванню. Струмінь рідкого металу можна дробити пропусканням через металеву сітку. Методом грануляції отримують порошки свинцю, алюмінію, цинку, олова, міді, срібла і сплавів (бронзи, чавуну).

Більш інтенсивне диспергування струменя рідкого металу (а отже, і одержання більш тонких фракцій порошку) здійснюється на обертових дисках з лопатками або без лопаток.



1 – ківш з розплавленим металом; 2 – жолоб; 3 – трансформатор; 4 – розвантажувальний люк; 5 – підвід води; 6 – кришка

Рисунок 1.4 – Схема установки для виготовлення металевих фракцій пористих матеріалів

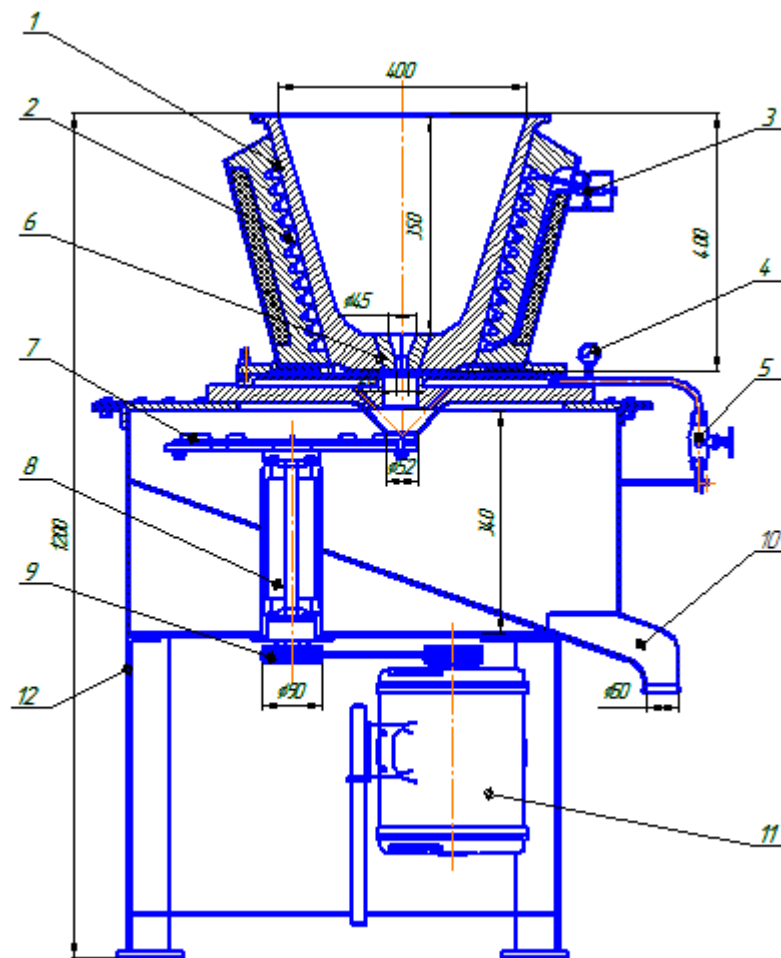
Диски можуть обертатися або на вертикальній, або на горизонтальній осі, швидкість обертання диска досягає 1000 об / хв.

У Радянському Союзі установка центробіжного розпилення була розроблена А. Ф. Силаєвим (рисунок 1.5) [7]. Ця установка дозволяє в широких межах змінювати параметри процесу розпилення: швидкість обертання диска від 2800 до 4000 об / хв, число ударних лопаток з різним перетином шляхом зміни диска, діаметр струменя металу, кількість води та інше.

Тигель забезпечений пристроєм для попереднього підігріву; перед заливкою металу тигель нагрівається до 650-700 °. Вода, яка впливає з конусоподібного

кільця, приймає форму воронки, всередині якої проходить струмінь металу. Рідкий метал розпилюється ударами лопаток, наявність води запобігає спіканню окремих частинок порошку, що утворюються. Ці частинки разом з водою падають на похиле дно камери і через патрубок надходять в приймач, а потім на сушіння і відпал.

Вода в установку подається під тиском 3,5-4 атм, її витрата складає 4 л на 1 кг металу. Недоліком методу розпилення рідкого металу ударами обертового диска є те, що в процесі роботи на лопатки налипає розплавлений метал і це викликає необхідність заміни диска [8].



1 – тигель; 2 – електронагрівач; 3 – блок електронагрівача; 4 – манометр; 5 – подача води; 6 – вихід розплавленого металу; 7 – диск з лопатками; 8 – вал; 9 – шків; 10 – вихідний патрубок; 11 – електромотор; 12 – рама установки

Рисунок 1.5 – Загальний вигляд установки отримання порошку шляхом центробіжного розпилення рідкого металу

1.4 Постановка задач дисертаційної роботи

Об'єктом досліджень у магістерській дисертації є теплофізичне дослідження впливу властивостей рідин на граничні теплові потоки при кипінні на пористих поверхнях та визначення можливостей практичного застосування результатів магістерської роботи для покращення параметрів теплових режимів видувних прес-форм для виготовлення полімерної тари.

Мета роботи: 1) аналіз сучасних науково-технічних аспектів досліджень теплопередавальної здатності теплових труб з різними типами капілярних структур; 2) проведення експериментальних досліджень граничних значень теплопередавальної здатності теплових труб для різних умов їх нагрівання; 3) моделювання робочого циклу видувної прес-форми та визначення впливу теплових труб на ізотермічність поверхні прес-форми.

Методи дослідження: 1) аналітичний огляд відомих в світовій науково-технічній літературі результатів досліджень критичних значень теплопередавальної здатності теплових труб в умовах кипіння; 2) проведення експериментальних досліджень теплофізичних процесів при теплообміні на поверхнях з капілярно-пористими структурами; 3) експериментальне дослідження характеристик метало волокнистих структур теплових труб.

Висновки до розділу 1

На сьогоднішній день існують певні невизначеності у дослідженні процесів кипіння в капілярних структурах теплових труб, а саме:

1. Недостатньо досліджено вплив на початок закипання рідин таких структурних характеристик МВКС, як пористість, каркасна теплопровідність та ефективний діаметр пор.

2. Відсутні дані, які б характеризували вплив на процеси двофазного теплообміну (зокрема, процеси кипіння) умов контакту КС із корпусами ТТ.

Проблема актуальна для технологій виробництва ТТ, оскільки при виготовленні теплових труб не завжди вдається досягнути ідеального контакту пористих КС із суцільними металевими корпусами-оболонками (остання умова забезпечується лише при якісних технологіях спікання). Тобто, є потреба у кількісному аналізі залежностей коефіцієнта тепловіддачі в тепловій трубі від умов контакту волокнистих КС із суцільними поверхнями нагрівання.

3. Крім того, існує потреба у створенні достовірної моделі процесів пароутворення та визначення коефіцієнтів тепловіддачі при зміні густини теплових потоків у зоні нагрівання ТТ. Модель повинна враховувати основні характеристики капілярних структур, виготовлених з пористих металевих матеріалів: пористість, середній (ефективний) діаметр пор, теплопровідність КС. Фізичні характеристики КС істотно впливають на інтенсивність теплообміну у ТТ.

4. Зазначені вище залежності шляхом введення їх у загальну модель кипіння на поверхнях із капілярно-пористими структурами (за основу автором взято модель НТУУ «КПІ») дадуть змогу поліпшити точність розрахунків і прискорити процес обчислення шуканих параметрів за обраною моделлю.

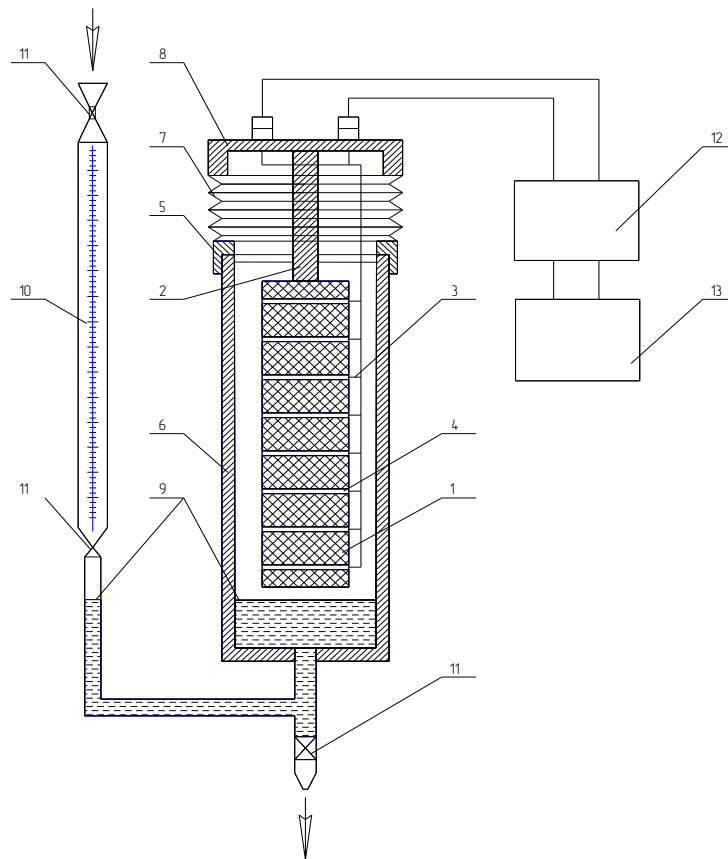
5. Нові формули для визначення коефіцієнта тепловіддачі у зоні нагрівання ТТ та контактного термічного опору дозволять удосконалити методику визначення термічного опору теплової труби.

2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГРАНИЧНИХ ЗНАЧЕНЬ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ТЕПЛОВИХ ТРУБ ДЛЯ РІЗНИХ УМОВ ЇХ НАГРІВАННЯ

2.1 Експериментальне обладнання для досліджень гідродинамічних характеристик металевих пористих матеріалів

Основною функцією теплових труб є ефективна передача теплових потоків ($Q_{\text{тт}}$) від зон нагрівання до зон їх охолодження, при малих значеннях термічних опорів труб ($R_{\text{тт}}$). Відомо, що для ефективного функціонування ТТ важливе значення мають конструкція та оптимальні параметри капілярної структури (КС). Для стійкого функціонування ТТ її капілярна структура (КС) повинна виконувати дві основні функції: 1) гідродинамічну (швидке транспортування робочої рідини-теплоносія при різній орієнтації ТТ у гравітаційному полі); 2) теплофізичну (висока інтенсивність теплообміну в зонах нагрівання й охолодження ТТ). Одночасний вплив гідродинамічних і теплофізичних факторів на сумарний процес переносу теплоти у ТТ зазвичай має протилежний характер, тобто, поліпшення гідродинамічних показників капілярних структур приводить до певного погіршення теплофізичних показників.

Експериментальні дослідження гідродинамічних процесів у МПМ, їх транспортних властивостей виконано за допомогою експериментальної установки Інституту проблем матеріалознавства НАН України (рис. 2.1).



1 – зразок МПМ; 2 – напрямний стрижень; 3 – затискувачі; 4 – датчики;
 5 – прокладка; 6 – камера; 7 – сильфон; 8 – кришка; 9 – рівень рідини;
 10 – бюретка; 11 – вентиль; 12 – сигналізатор рівня; 13 – цифровий
 вольтметр

Рисунок 2.1 – Схема експериментальної установки ІПМ, призначеної для досліджень гідродинамічних характеристик металевих пористих матеріалів



Рисунок 2.2 – Загальний вид експериментальної установки для досліджень гідродинамічних характеристик пористих матеріалів

При постійному тискові рідина в пористому тілі переміщується за рахунок капілярних сил Лапласа (за рахунок змочування стінок капілярів). Рівняння фізичного процесу:

$$\Delta P = 4 \cdot \sigma \cdot \cos \varphi / D_{\text{еф}}, \quad (2.1)$$

де σ – коефіцієнт поверхневого натягу рідини; φ – кут змочування; $D_{\text{еф}}$ – середній (ефективний) розмір пор МПМ.

Капілярний напір зрівноважується втратами тиску в рідині внаслідок сил тертя у пористому матеріалі. Для ламінарного руху потоку рідини в МПМ рівняння:

$$\Delta P_L = 32 \cdot V \cdot \mu \cdot L \cdot B^2 / D_{\text{еф}}^2, \quad (2.2)$$

де V – середня швидкість руху рідини у порах МПМ; L – відстань, на яку переміщується фронт рідини в матеріалі; B – коефіцієнт звивистості порових каналів.

У загальному випадку, при довільній орієнтації зразків матеріалу в просторі, капілярний напір зрівноважується різницею тисків у рідині, обумовленою силами гравітації (масовими силами):

$$\Delta P_g = \rho \cdot g \cdot L \cdot \sin \varphi, \quad (2.3)$$

де ρ – густина рідини; g – прискорення; φ – кут нахилу зразка МПМ.

Максимальна швидкість капілярного всмоктування дорівнює:

$$V_{\text{max}} = D_{\text{еф}}^2 \cdot \sigma \cdot \cos \alpha / 8 \cdot \mu \cdot L \cdot B^2, \quad (2.4)$$

а максимальна висота капілярного піднімання рідини:

$$H_{\text{max}} = 4 \cdot \sigma \cdot \cos \alpha / D_{\text{еф}} \cdot \rho \cdot g. \quad (2.5)$$

Модельний зв'язок між кінетикою просочення, параметрами структури пористого тіла й фізичних властивостей рідини дозволяє кількісно оцінювати закономірності переміщення потоку в порах матеріалу, а також роботу адгезії на

межі розділу твердої й рідкої фаз. Необхідні дані про характеристики порового простору одержують попередньо на зразках МПМ із регулярною пористою структурою. При цьому середній гідравлічний діаметр порових каналів можливо визначити, зокрема, методом витіснення рідини з пор газом (методика – за ГОСТ 26849-86). Коефіцієнт звивистості пор МПМ обчислюють за відношенням рівноважного середнього гідравлічного діаметра пор D_{ef} до його значення, отриманого методом газопроникності.

Кінетику капілярного транспорту вивчали на установці, представлений на рис. 2.1. Зразок МПМ встановлювали вертикально в робочій камері за допомогою прямого стрижня. Зразок МПМ являв собою смужку шириною 3 мм. Датчики рівня рідини притискали до поверхні пористого зразка затискачами, послідовно підключеними до багатоканального сигналізатора рівня 12 і цифрового вольтметра. Робоча камера з підсвічуванням дозволяє візуально стежити за переміщенням фронту робочої рідини як при тиску її насиченої пари, так і під вакуумом ($10 \dots 10^3$ Па).

Установка заповнюється рідиною (через мірну бюретку) до робочого рівня (нульове позначення). Для контакту з рідиною зразок опускається за допомогою сильфона. При капілярному всмоктуванні рідини зразком МПМ електричний ланцюжок по черзі замикається на затисках, що фіксується сигналізатором рівня й цифровим вольтметром (за зміною величини електричного струму). При дослідженнях фіксують криву зміни висоти капілярного підняття рідини H у часі τ , до досягнення рівноважного значення H_{max} . З функції $H = f(\tau)$ графічним диференціюванням одержують зміну швидкості всмоктування в часі: $dH/d\tau = f(\tau)$. У тих випадках, коли розміри зразка пористого матеріалу в напрямку капілярного транспорту менше за значення висоти H_{max} , функцію $dH/d\tau = f(\tau)$ перетворюють у лінійну: $dH/d\tau = \psi(1/H)$. Перетинання графічного відображення функції з віссю абсцис дозволяє знайти висоту H_{max} . Розбіжність між висотою підйому рідини в цей час та її значенням, отриманим прямим виміром, не перевищує 4-6 %.

Кількісна оцінка кінетики капілярного просочення припускає знання крайового кута змочування матеріалу робочою рідиною. Для пористого матеріалу

з відомими структурно-гідродинамічними характеристиками кут змочування можна визначити із співвідношення:

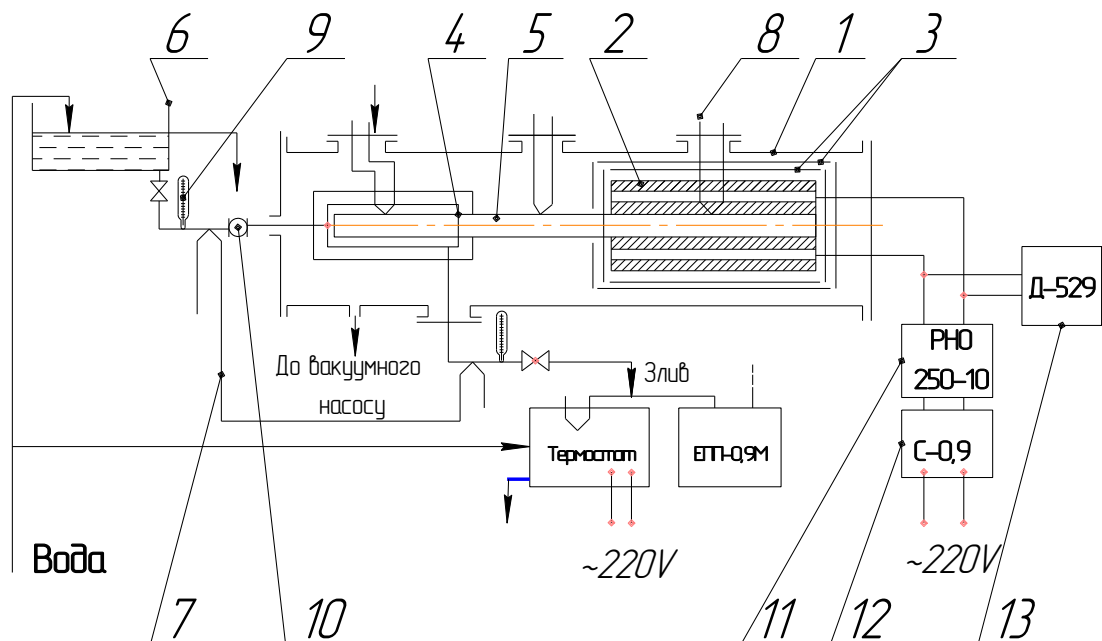
$$\cos \alpha_2 = \sigma_1 \cdot \rho_2 \cdot H_{\max 2} \cdot \cos \alpha_1 / \sigma_2 \cdot \rho_1 \cdot H_{\max 1}, \quad (2.6)$$

де 1 – індекс для властивостей еталонної (з відомим кутом змочування) рідини;

2 – індекс для властивостей досліджуваної рідини.

2.2 Експериментальне обладнання для досліджень теплофізичних властивостей теплових труб

До складу експериментального стенду для досліджень теплофізичних характеристик теплових труб входили: система підведення, регулювання та вимірювання потужності теплового потоку, який підводили до досліджуваної труби; система високоточного вимірювання температури у контрольних точках ТТ; система забезпечення й вимірювання параметрів тепловідводу; деякі допоміжні системи.



1 – теплозахисна оболонка; 2 – електронагрівач; 3 – захисні екрани; 4 – кожух водяної системи охолодження; 5 – теплова труба; 6 – резервуар зі стабільним рівнем

води; 7,8 – термопари; 9 – ртутний термометр; 10 – витратомір; 11 – регулятор електронапруги; 12 – стабілізатор напруги; 13 – ватметр

Рисунок 2.3 – Схема експериментальної установки для випробувань роботоздатності розроблених теплових труб та досліджень їх теплофізичних характеристик



Рисунок 2.4 – Загальний вид експериментальної установки, призначеної для досліджень характеристик теплових труб

Методика досліджень характеристик теплових труб полягала у наступній послідовності дій.

1. Дослідний зразок теплової труби попередньо готували до випробувань. Для цього на зовнішній поверхні корпусу теплової труби, по його довжині, встановлювали ряд термопар: № 1 – поблизу електронагрівника; № 2 і № 3 – по довжині транспортної зони теплової труби; № 4 – поблизу водяного охолоджувача; № 5 – за водяним охолоджувачем (для розрахунків це значення не використовували). Таким чином, у процесі вимірів одержували розподіл температур по довжині теплової труби, при різних значеннях підведеного до теплової труби теплового потоку і при різному положенні теплової труби в гравітаційному полі.

2. Після попередньої підготовки теплової труби встановлювали у робоче положення і під'єднували пристрій водяного охолодження ділянки відведення теплоти від ТТ. При цьому забезпечували фіксоване значення витрати води, яка охолоджувала ТТ. Потім підключали систему з електричним нагрівачем. Значення підведеного до теплової труби теплового потоку Q (Вт) змінювали в діапазоні 0-70 Вт, за допомогою лабораторного автотрансформатора, з інтервалом зміни потужності 10 Вт. При встановленні теплової труби в положення "зона нагрівання ТТ – зверху" тепловий потік змінювали в діапазоні 0-20 Вт, з інтервалом зміни потужності 5 Вт.

Випробування теплової труби здійснювали при наступних умовах:

1) горизонтальне положення (кут нахилу теплової труби щодо горизонту складав не більше 1°);

2) вертикальне положення ("нагрівання ТТ – знизу"; кут нахилу теплової труби до горизонту: $\varphi = 90^{\circ}$);

3) вертикальне положення ("нагрівання – зверху"; кут нахилу теплової труби до горизонту: $\varphi = 90^{\circ}$).

4. Після досягнення тепловою трубою стаціонарного теплового режиму при певному значенні підведеного теплового потоку, що фіксували по показникам термопар, здійснювали наступні виміри: 1) підведеної потужності Q (Вт); 2)

температури t ($^{\circ}\text{C}$) поверхні теплової труби у 5-ти точках; 3) температури t ($^{\circ}\text{C}$) води на вході і виході з водяного охолоджувача.

5. Використовуючи отримані експериментальні дані, визначали значення термічних опорів випробовуваних теплових труб $R_{\text{ТТ}}$.

У процесі експериментів, крім зміни вищезазначених умов дослідів, змінювали також: 1) кути нахилу ТТ; 2) значення витрати охолоджувальної води; 3) температуру охолоджувальної води.

Висновки до розділу 2

При виконанні програми запланованих робіт значну увагу було приділено проведенню експериментальних досліджень фізичних процесів, типових для реальних умов функціонування двофазних теплопередавальних пристроїв, а саме – для умов роботи теплових труб. Метою експериментальних досліджень, згідно з програмою, було наступне:

- визначення впливу основних характеристик високопроникних металевих матеріалів (капілярних структур) на висоту капілярного підняття рідин-теплоносіїв, що застосовуються у теплопередавальних пристроях-теплових трубах (ТТ);
- проведення експериментальних досліджень щодо впливу критичних значень при кипінні та підтвердження спрощеної формули для визначення граничних значень теплопередавальної здатності теплових труб

Також при проведенні експериментальних досліджень було приділено увагу достовірності і надійності отримуваних експериментальних даних та їх адекватності реальним умовам експлуатації ТТ. Результати експериментів та дослідів наведено у розділі 3.

3 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ВПЛИВУ ФІЗИКО-ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОВИХ ТРУБ НА ЇХ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНУ ЗДАТНІСТЬ

3.1 Результати розрахунків параметрів теплообміну при пароутворенні на пористих поверхнях згідно з фізичною моделлю

Розрахунки характеристик максимальної теплопередавальної здатності теплових є важливими для оцінок показників ефективності роботи ТТ.

Рядом дослідників запропоновано формули, придатні, зокрема, для розрахунків граничних теплових потоків, які здатні передавати теплові труби.

А.Г.Косторнов [10] отримав формулу для визначення максимального теплового потоку, який здатна передавати циліндрична теплова труба:

$$Q_{r_макс} = \frac{\pi \delta \cdot (\delta + d_{II}) \cdot (P - P^*) (D_{гидр}^{ривн})^2}{4 (L_B + L_K + 2L_T) B^2} \cdot \frac{\sigma p r}{\mu} \cdot \left(\frac{1}{D_{гидр}^{ривн}} - \frac{1}{D_e} \right), \quad (3.1)$$

де P^* - відносний об'єм пор у КС, що не приймає участі у транспорті теплоносія, $D_{гидр}^{ривн}$ - рівноважна величина середнього гідравлічного діаметра пор, L_B, L_K, L_T - відповідно довжини зон випаровування, конденсації і транспорту ТТ, B - ширина одиничної структурної величини КС, d_{II} - діаметр парового каналу у циліндричній ТТ.

Формула Косторнова справедлива для випадку, коли рушійний напір дорівнює максимальному капілярному тиску. Умовою для даного рівняння є $d_{II} \gg D_{гидр}^{ривн}$, що практично завжди справджується у ТТ з пористими КС.

Г. І. Вороніним та В. Я. Сасіним було запропоновано формулу [11] для визначення максимальної теплопередавальної здатності теплових труб (у випарному режимі роботи ТТ) :

$$Q_{\max} = \frac{\frac{2\sigma}{R(L_6)} - \rho_p \cdot g \cdot L_{TT} \cdot \sin \varphi}{(L_K + 2L_T + L_B) \cdot \left(\frac{\mu_p}{2 \cdot K_{KC} \cdot \rho_p \cdot F_\phi \cdot r} + \frac{16 \cdot \mu_{II}}{\rho_{II} \cdot d_{II}^2 \cdot F_{II} \cdot r} \right)} \quad (3.2)$$

Вона застосовується для труб, що працюють у межах температур 2-530 К при тиску пари більше 0,1 атм. Радіальні числа Re у випарнику і конденсаторі не мають перевищувати значення 2.

Л.Л.Васильєвим, разом із колегами [12], запропоновано модель для обчислення максимального теплового навантаження циліндричної ТТ (класичного типу):

$$Q_k^{\max} = \frac{\pi L}{l + l_a} \frac{[\Delta P_k^{\max} - \rho_{ж} g (D_\phi \sin \theta + l \cos \theta)]}{\left[\frac{\mu_{ж}}{2 K \rho_{ж} (R_\phi^2 - R_{II}^2)} + \frac{4 \mu_{II}}{\rho_{II} R_{II}^4} \right]} \quad (3.3)$$

Дана формула була отримана з врахуванням балансу тисків у ТТ і справджується при відсутності перепаду тисків із-за дії інерційних сил.

Крім того, формулу для визначення максимальної теплопередавальної здатності ТТ можна знайти у довіднику з теплообмінників, оригінал якого був написаний американськими авторами [13] :

$$Q_{\max} = 2 \cdot \frac{\sigma \cdot \rho_p \cdot r}{\mu_p} \cdot \frac{K_{KC} \cdot F_{KC}}{R_{\min} \cdot L_{ef}} \quad (3.4)$$

Формула (3.10) була створена для умов ідеального змочування теплоносієм капілярної структури ТТ.

Семеню і Гершуні [12] також запроновано модель для розрахунку гідродинамічної границі теплопередавальної здатності ТТ. Вона визначає максимальний тепловий потік ТТ, що працює у полі сил гравітації:

$$Q_{\max} = r \left(\frac{4 \cdot \sigma \cdot \cos \Theta}{D_{ef}} - \rho_p \cdot g \cdot L_{TT} \cdot \sin \varphi \right) / L_{TT} \left(\frac{\mu_p}{K_{KC} \cdot F_{KC} \cdot \rho_p} + \frac{32 \cdot \mu_n}{d_n^2 \cdot F_n \cdot \rho_n} \right) \quad (3.5)$$

Дана формула характеризує роботу ТТ в умовах такого перепаду тиску в паровому потоці труби, що визначається для ламінарного одновірного потоку

теплоносія. Вона дозволяє найбільш точно визначити величину теплопередавальної здатності ТТ, оскільки враховує усі необхідні фактори, які впливають на Q_{\max} , і є найбільш близькою до умов експериментальної частини автора даної роботи.

Проаналізуємо деякі формули для визначення теплопередавальної здатності теплових труб відомих авторів:

1. Формула Косторнова: (при умові, що діаметр парового каналу є набагато більшим за рівноважну величину середнього гідравлічного діаметра пор)

$$Q_{\max} = \frac{\pi \delta \cdot (\delta + d_{\Pi}) \cdot (\Pi - \Pi^*) (D_{\text{гидр}}^{\text{рівн}})^2}{4 (L_B + L_K + 2L_T) B^2} \cdot \frac{\sigma \rho r}{\mu} \cdot \left(\frac{1}{D_{\text{гидр}}^{\text{рівн}}} - \frac{1}{D_e} \right),$$

де:

δ — товщина КС; 0,001 м

d_{Π} — діаметр парового каналу у циліндричній ТТ; 8 мм = 0,008 м

Π — пористість капілярної структури; 60%

Π^* — відносний об'єм пор у КС, що не приймає участі у транспорті теплоносія, в умовах повного насичення КС = 0;

$D_{\text{гидр}}^{\text{рівн}}$ — рівноважна величина середнього гідравлічного діаметра пор:

$$D_{\text{гидр}}^{\text{рівн}} = B \left(\frac{32K_{\text{КС}}}{\Pi - \Pi^*} \right)^{0.5}, \text{ (пористість у відсотках), де}$$

B — ширина одиничної структурної величини КС (діаметр волокна); 0,00005 м

$K_{\text{КС}}$ — коефіцієнт рідинної проникності повністю насиченої КС:

$$K_{\text{КС}} = \frac{d_B^2}{16} \cdot \left(\frac{1 - \Pi}{1 + (1 - \Pi)^2} + \frac{1 + \ln(1 - \Pi)}{2 \cdot (1 - \Pi)} \right) \cdot \left(\frac{1 - \Pi}{1 - \Pi_{\text{ГР}}} \right)^2 \cdot \exp \left(-1,45 \cdot \frac{1 - \Pi}{(1 - \Pi_{\text{ГР}})^{0,7}} \right);$$

$\Pi_{\text{ГР}}$ — гранична пористість капілярної структури:

$$\Pi_{\text{ГР}} = \exp \left(-6 \cdot \frac{d_B}{l_B} \right);$$

d_B — діаметр волокна МВКС; 50 мкм = 0,00005 м

l_B — довжина волокна МВКС; 3 мм = 0,003 м

L_B, L_K, L_T — відповідно довжини зон випаровування, конденсації і транспорту ТТ;

0,035 м, 0,08 м, 0,185 м

r — питома теплота пароутворення; 2257 Дж/кг

σ — коефіцієнт поверхневого натягу рідини; 0,06 Н/м

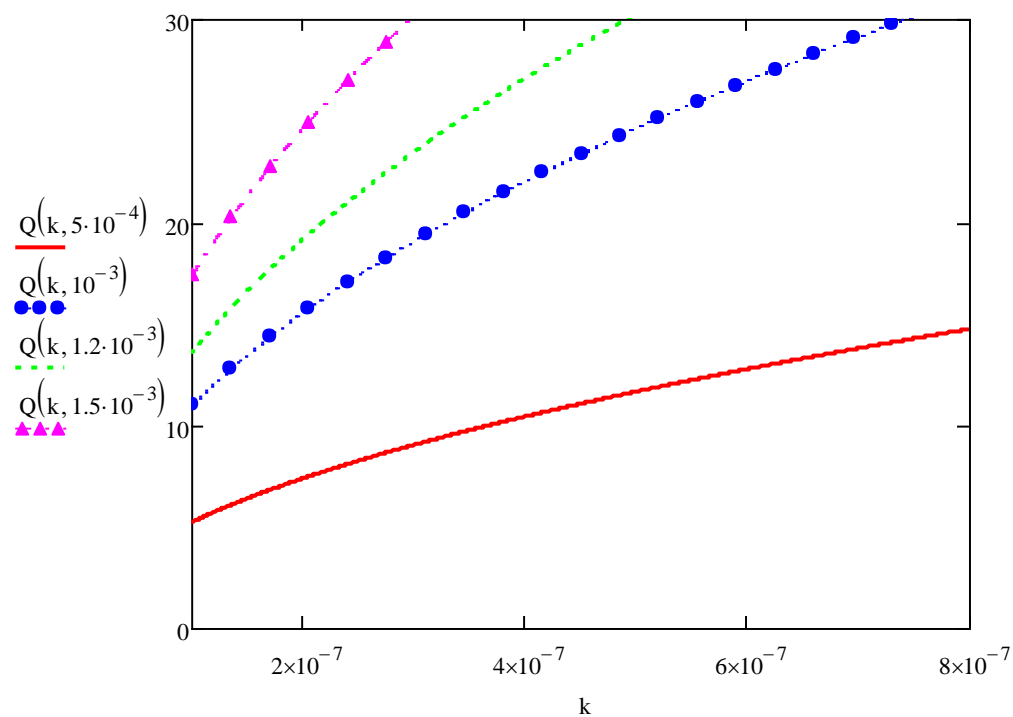
ρ_p — густина рідини; $0,597 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

μ_p — динамічний коефіцієнт в'язкості рідини; 0,0003 Па*с

$D_{E\Phi}$ — ефективний діаметр пор КС:

$$D_{E\Phi} = \frac{d_B}{8,75 \cdot (1 - \Pi) \cdot (1 - \Pi_{ГР})^{0,5}}$$

Побудуємо графіки залежностей максимальної теплопередавальної здатності ТТ від коефіцієнта проникності КС:



К

2. Формула Вороніна і Сасіна: (для відносно ізотермічних ТТ -- градієнт температури по довжині ТТ набагато менший у порівнянні з загальним температурним рівнем роботи)

$$Q_{\max} = \frac{\frac{2\sigma}{R(L_s)} - \rho_p \cdot g \cdot L_{TT} \cdot \sin \varphi}{(L_K + 2L_T + L_B) \cdot \left(\frac{\mu_p}{2 \cdot K_{КС} \cdot \rho_p \cdot F_\phi \cdot r} + \frac{16 \cdot \mu_{II}}{\rho_{II} \cdot d_{II}^2 \cdot F_{II} \cdot r} \right)},$$

де:

σ - коефіцієнт поверхневого натягу рідини; 0,06 Н/м

$R(L_6)$ радіус пор у зоні випаровування, або мінімальний радіус пор:

$$R_{\min} = \frac{D_{\min}}{2} = \frac{0,1 \cdot d_6^{0,7} \cdot l_6^{0,3} \cdot \Pi}{2 \cdot \sqrt{1-\Pi}}$$

Π — пористість капілярної структури; 0,6-0,95

d_B — діаметр волокна МВКС; 50 мкм = 0,00005 м

l_B — довжина волокна МВКС; 3 мм = 0,003 м

ρ_p — густина рідини; 0,597 $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

g — прискорення вільного падіння 9,8 $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$

$L_{\text{ТТ}}$ — довжина теплової труби 0,3 м

$\sin \varphi$ - синус кута нахилу ТТ до обрію 1, 0

L_B, L_K, L_T — відповідно довжини зон випаровування, конденсації і транспорту ТТ;
0,035 м, 0,08 м, 0,185 м

μ_p — динамічний коефіцієнт в'язкості рідини; 0,0003 Па*с

$K_{\text{КС}}$ — коефіцієнт рідинної проникності повністю насиченої КС:

$$K_{\text{КС}} = \frac{d_B^2}{16} \cdot \left(\frac{1-\Pi}{1+(1-\Pi)^2} + \frac{1+\ln(1-\Pi)}{2 \cdot (1-\Pi)} \right) \cdot \left(\frac{1-\Pi}{1-\Pi_{\text{ГР}}} \right)^2 \cdot \exp \left(-1,45 \cdot \frac{1-\Pi}{(1-\Pi_{\text{ГР}})^{0,7}} \right);$$

$\Pi_{\text{ГР}}$ — гранична пористість капілярної структури:

$$\Pi_{\text{ГР}} = \exp \left(-6 \cdot \frac{d_B}{l_B} \right);$$

F_ϕ площа перерізу поверхні фазового переходу = $\pi R_{\text{зовн}}^2$ (без урахування товщини корпусу ТТ) 0,0000283 м²

r — питома теплота пароутворення; 2257 Дж/кг

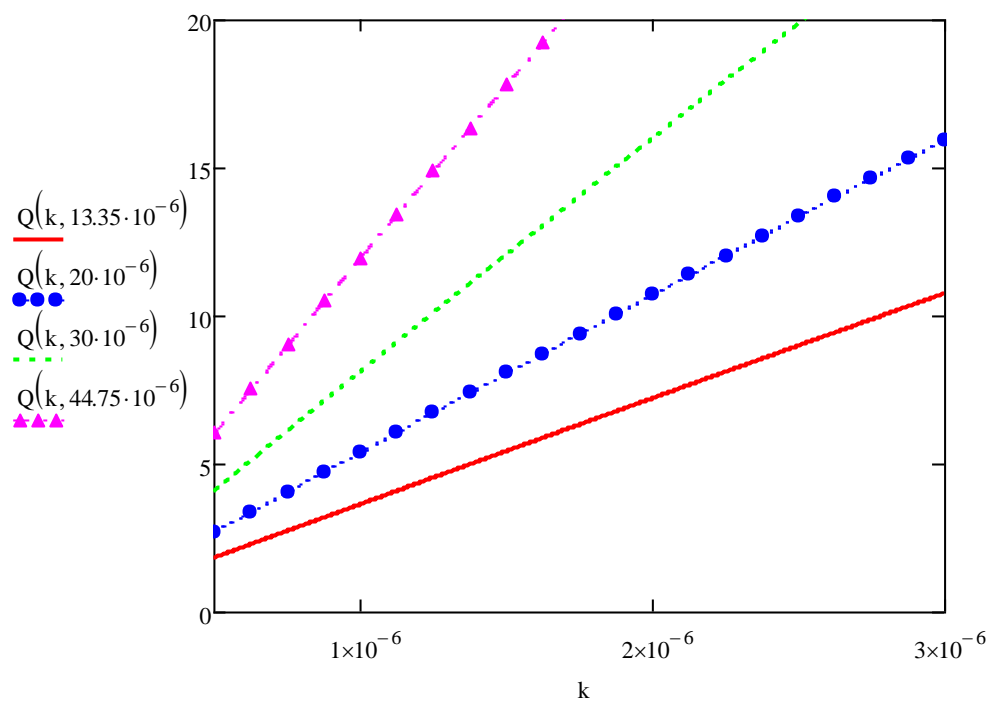
μ_n — динамічний коефіцієнт в'язкості пару; $11,97 \cdot 10^{-6}$ Па·с при 100°С

ρ_n — густина пари 0,598 $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ при 100°С

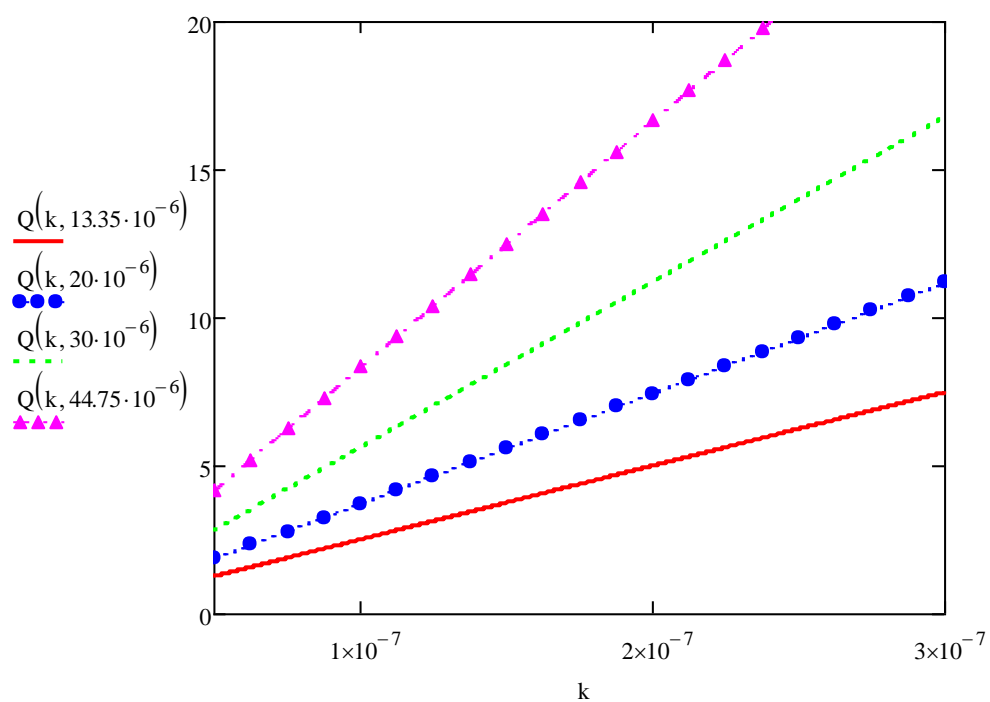
d_n — діаметр парового каналу 0,008 м

F_n — площа перерізу парового каналу $3,14 \cdot 16 \text{ мм}^2 = 3,14 \cdot 0,00016 \text{ м}^2 = 0,00005 \text{ м}^2$

Для режиму роботи у вертикальному положенні (режим ТС) номограма має наступний вигляд:



Для режиму роботи у горизонтальному положенні (режим ТТ) номограма має вигляд:



3. Формула Семена, Гершуні: (за умови перепаду тиску у паровому каналі, визначеного для ламінарного одномірного потоку, для вставної КС)

$$Q_{\max} = r \left(\frac{4 \cdot \sigma \cdot \cos \Theta}{D_{ef}} - \rho_p \cdot g \cdot L_{TT} \cdot \sin \varphi \right) / L_{TT} \left(\frac{\mu_p}{K_{KC} \cdot F_{KC} \cdot \rho_p} + \frac{32 \cdot \mu_n}{d_n^2 \cdot F_n \cdot \rho_n} \right)$$

де:

r — питома теплота пароутворення; 2257 Дж/кг

σ — коефіцієнт поверхневого натягу рідини; 0,06 Н/м

$\cos \Theta$ — косинус крайового кута змочування 1

$D_{E\Phi}$ — ефективний діаметр пор КС:

$$D_{E\Phi} = \frac{d_B}{8,75 \cdot (1 - \Pi) \cdot (1 - \Pi_{GP})^{0,5}};$$

ρ_p — густина рідини; $0,597 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

g — прискорення вільного падіння $9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$

L_{TT} — довжина теплової труби 0,3 м

$\sin \varphi$ - синус кута нахилу ТТ до обрію 1

μ_p — динамічний коефіцієнт в'язкості рідини; 0,0003 Па*с

K_{KC} — коефіцієнт рідинної проникності повністю насиченої КС:

$$K_{KC} = \frac{d_B^2}{16} \cdot \left(\frac{1 - \Pi}{1 + (1 - \Pi)^2} + \frac{1 + \ln(1 - \Pi)}{2 \cdot (1 - \Pi)} \right) \cdot \left(\frac{1 - \Pi}{1 - \Pi_{GP}} \right)^2 \cdot \exp \left(-1,45 \cdot \frac{1 - \Pi}{(1 - \Pi_{GP})^{0,7}} \right);$$

Π — пористість капілярної структури; 0,6-0,95

Π_{GP} — гранична пористість капілярної структури:

$$\Pi_{GP} = \exp \left(-6 \cdot \frac{d_B}{l_B} \right);$$

d_B — діаметр волокна МВКС; 50 мкм = 0,00005 м

l_B — довжина волокна МВКС; 3 мм = 0,003 м

F_{KC} — площа перерізу МВКС; 0,0000283 м²

$$F_{KC} = \pi (R_{\text{зовн}}^2 - R_{\text{внутр}}^2) =$$

де $R_{\text{зовн}}^2$ — зовнішній діаметр перерізу ТТ, $R_{\text{внутр}}^2$ — діаметр парового каналу (без КС)

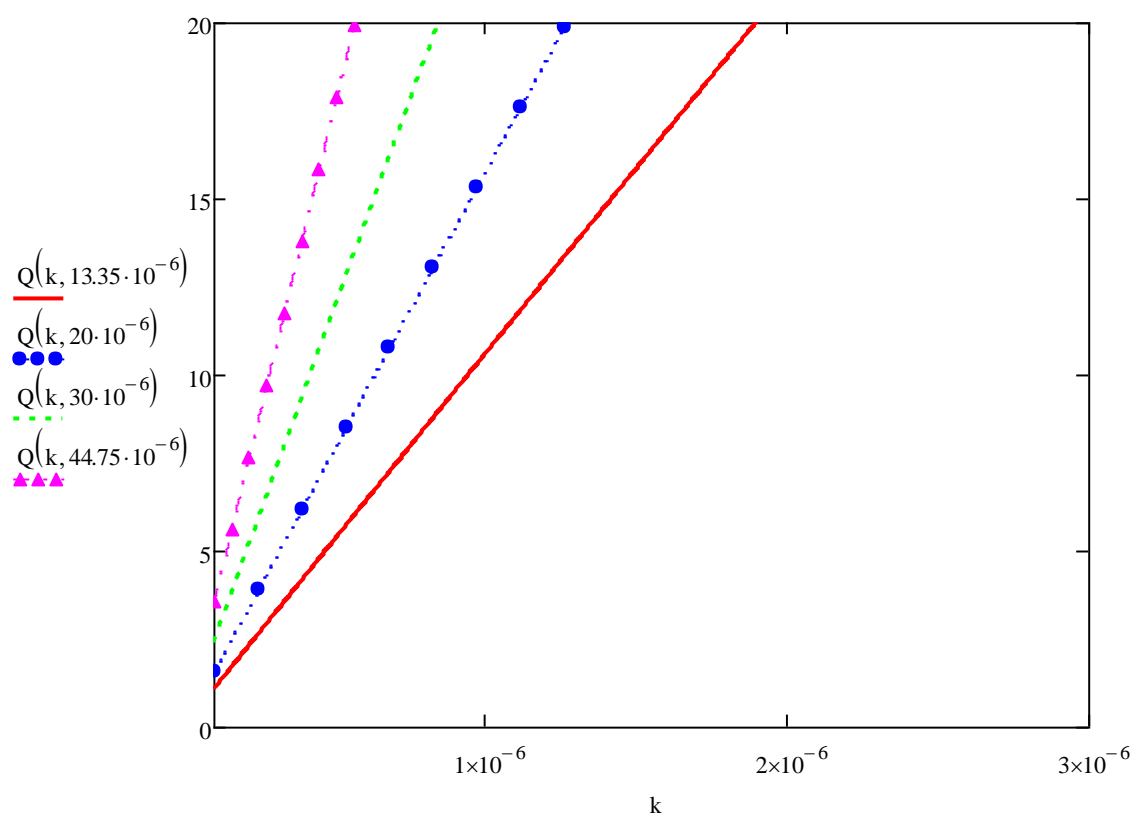
μ_n — динамічний коефіцієнт в'язкості пару; $11,97 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$ при 100°C

d_n — діаметр парового каналу 0,008 м

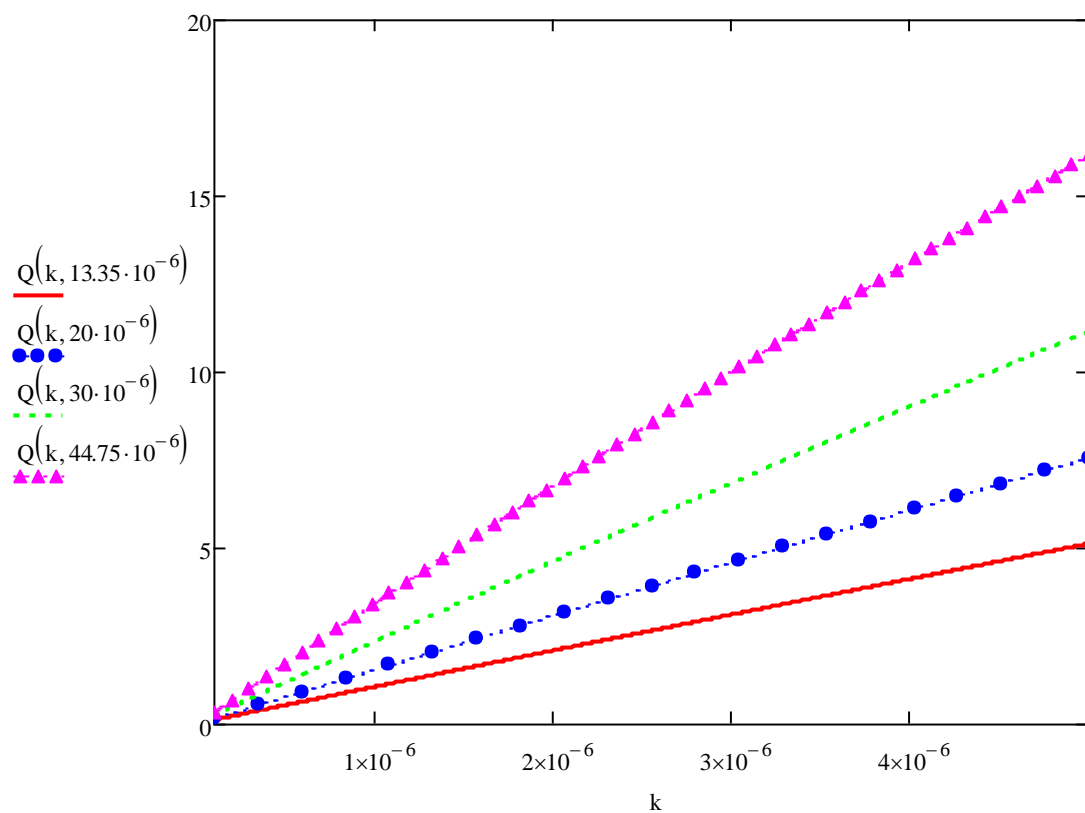
F_n — площа перерізу парового каналу 0,00005 м²

ρ_n — густина пари $0,598 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ при 100°C

Для режиму роботи у вертикальному положенні (режим ТС) номограма має вигляд:



Для режиму роботи у горизонтальному положенні (режим ТТ) номограма має вигляд:



4. Формула з довідника: умови – ідеальне змочування КС рідиною ($\cos\Theta=1$):

$$Q_{\max} = 2 \cdot \frac{\sigma \cdot \rho_l \cdot \Delta h_v}{\eta_l} \cdot \frac{K_{KC} \cdot A}{r_\sigma \cdot Z_{eff}},$$

Де:

σ — коефіцієнт поверхневого натягу рідини; 0,06 Н/м

ρ_l - густина рідини; $0,597 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

Δh_v - теплота фазового переходу 2257 Дж/кг

η_l - динамічна в'язкість рідини; 0,0003 Па*с

K_{KC} - коефіцієнт проникності КС;

$$K_{KC} = \frac{d_B^2}{16} \cdot \left(\frac{1-P}{1+(1-P)^2} + \frac{1+\ln(1-P)}{2 \cdot (1-P)} \right) \cdot \left(\frac{1-P}{1-P_{GP}} \right)^2 \cdot \exp \left(-1,45 \cdot \frac{1-P}{(1-P_{GP})^{0,7}} \right);$$

P — пористість капілярної структури; 0,6-0,95

P_{GP} — гранична пористість капілярної структури:

$$P_{GP} = \exp \left(-6 \cdot \frac{d_B}{l_B} \right);$$

d_B — діаметр волокна МВКС; 50 мкм = 0,00005м

l_B — довжина волокна МВКС; 3мм = 0,003м

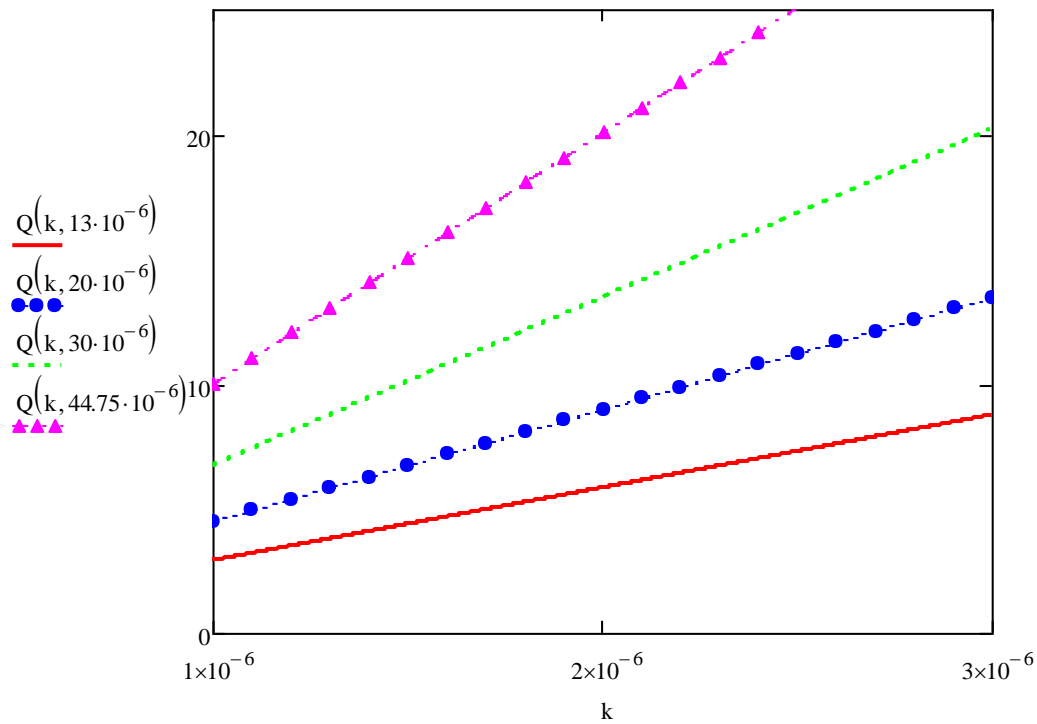
$A = F_{KC}$ = площа перерізу МВКС; $0,0000283 \text{ м}^2$

$$F_{KC} = \pi(R_{зовн}^2 - R_{внутр}^2) =$$

де $R_{зовн}^2$ — зовнішній діаметр перерізу ТТ, $R_{внутр}^2$ — діаметр парового каналу (урахування товщини корпусу ТТ)

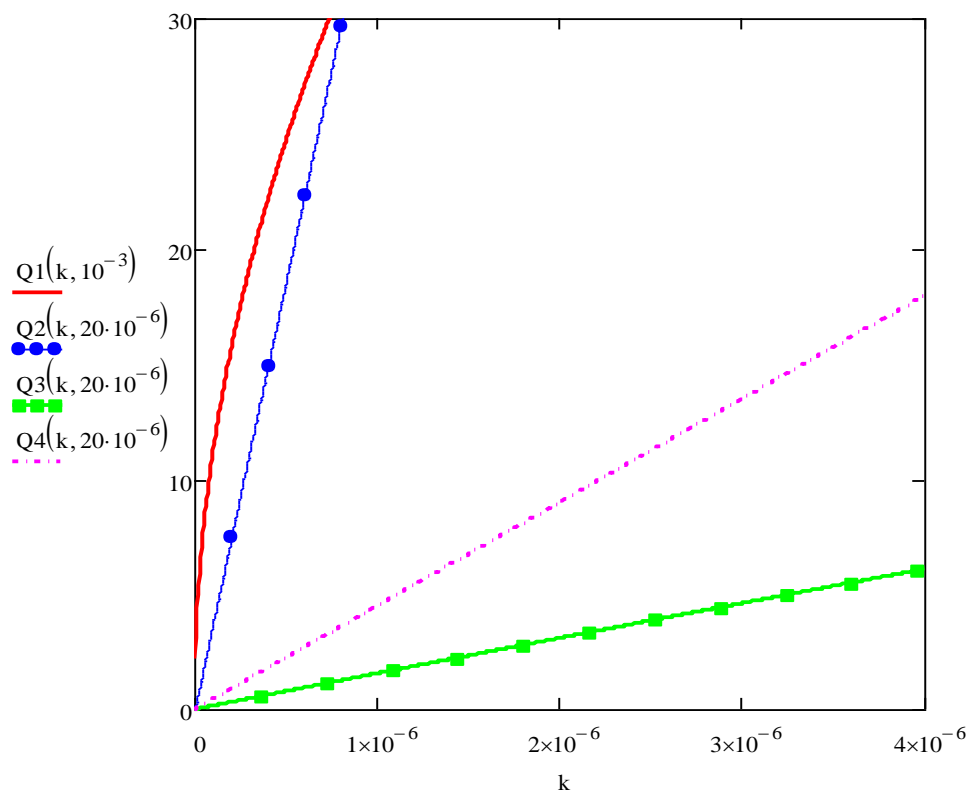
$$r_\sigma = R_{\min} - \text{мінімальних радіус капілярів, } R_{\min} = \frac{D_{\min}}{2} = \frac{0,1 \cdot d_{\epsilon}^{0,7} \cdot l_{\epsilon}^{0,3} \cdot P}{2 \cdot \sqrt{1-P}}$$

Z_{eff} - ефективна довжина теплової труби, м (тобто без урахування товщини корпусу ТТ). 0,3 м



5. Номограма для порівняння результатів розрахунків максимальної теплопередавальної здатності теплових труб (Q_{\max}) за вищенаведеними формулами (залежностями):

Червоний колір – Косторнов; синій – Воронін-Сасін; рожевий – Семена-Гершуні; зелений – американський довідник



Результати досліджень теплофізичних характеристик зразків теплових труб з волокновими і композиційними КС при їх довільній орієнтації в полі масових сил представлено у вигляді графічних залежностей зміни температури поверхні транспортної зони ТТ від величини підведеної до ТТ потужності Q (Вт). Також представлено результати досліджень впливу характеристик волокнових та композиційних КС на значення термічних опорів теплопровідності $R_{\text{тг}}$ [К/Вт], які визначають шляхом вимірювань температури у контрольних точках на поверхні транспортної зони кожної досліджуваної теплової труби. Значення термічних опорів ТТ визначено у виді залежності $R_{\text{тг}}$ від підведеної потужності, при зміні кутів нахилу ТТ.

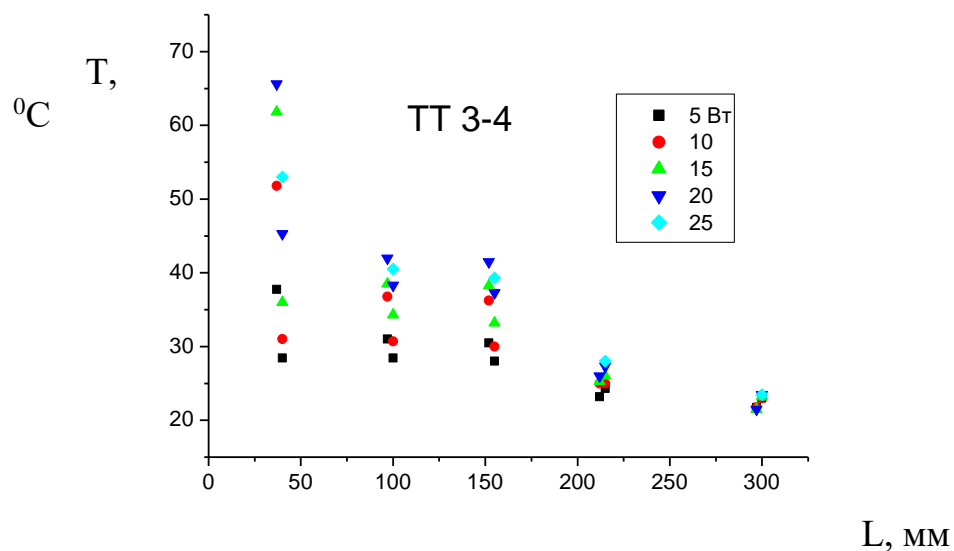


Рисунок 3.5 – Зміна температури поверхні транспортної зони теплових труб з композиційними капілярними структурами від величини підведеної потужності при вертикальному розташуванні ТТ (нагрівання ТТ – зверху”)

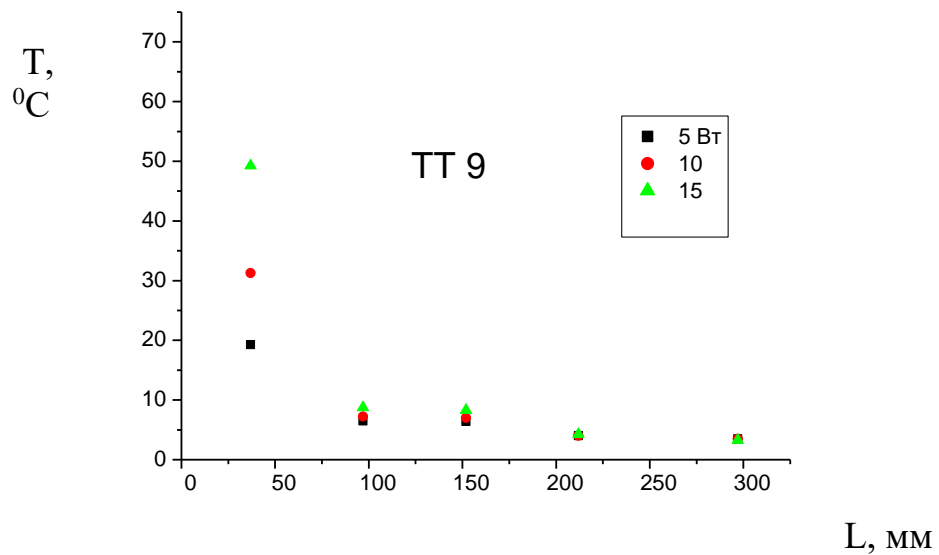


Рисунок 3.6 – Зміна температури поверхні транспортної зони теплових труб з волокновими капілярними структурами від величини підведеної потужності при вертикальному розташуванні ТТ (нагрівання ТТ – зверху”)

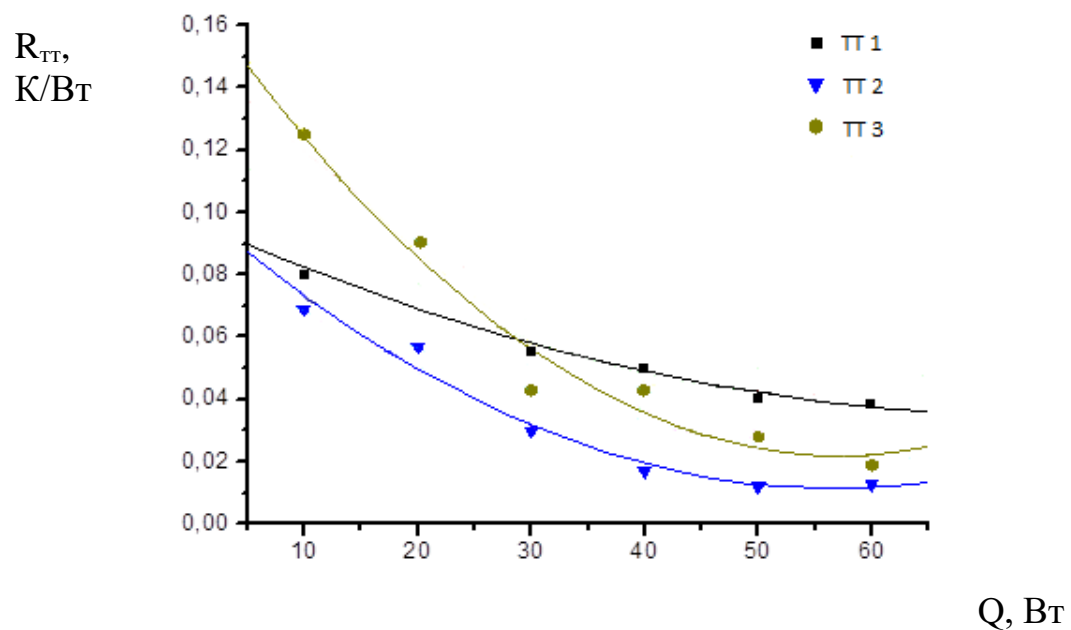


Рисунок 3.7 – Зміна термічних опорів дослідних теплових труб з волокновими та композиційними капілярними структурами від величини підведеної теплової потужності при вертикальному розташуванні ТТ (нагрівання – „знизу”)

Аналіз експериментальних даних, отриманих при дослідженнях створених теплових труб з новими типами «композиційних» капілярних структур, порівняння основних характеристик ТТ з такими структурами – максимальною передавальною трубами потужністю (Q [Вт]), а також – з величинами термічного опору теплопровідності ТТ (R [К/Вт]), свідчить про наступне:

1. ТТ з композиційними КС забезпечують кращі (порівняно з волокновими КС і, відповідно, ТТ) теплофізичні характеристики; особливо при роботі ТТ в умовах «нагрівання ТТ – зверху». Так, ТТ з композиційними КС стійко функціонували при тепловому навантаженні на ТТ до ~ 25 Вт (рис. 2.10). В той же час ТТ з волокновими КС переставали функціонувати при навантаженнях ~ 15 Вт.
2. При горизонтальному розташуванні ТТ та при їх вертикальному розташуванні (підведення теплоти – «знизу») величини термічних опорів теплопровідності (R [К/Вт]) труб з композиційними КС не перевищували значень R , типових для ТТ з волокновими капілярними структурами. У деяких діапазонах зміни підведеної до ТТ потужності Q вони були меншими у 1,5-2 рази.

Зазначені особливості можливо пояснити впливом на теплофізичні процеси всередині ТТ наступних чинників: 1) порошкові фракції КС, що мають певні кількості тупикових та напівзакритих пор, краще утримують робочі рідини-теплоносії при їх капілярному транспортуванні („підсмоктуванні”) та, відповідно, капілярному транспорті рідин до зон нагрівання ТТ; 2) порівняно невелика кількість вищезазначених пор суттєво не перешкоджає виходу з КС парової фази, яка утворюється при нагріванні ТТ. У той же час для «порошкових» ТТ зазначений фактор «перешкоджання» є певним небажаним фізичним явищем.

3.2 Результати експериментів, щодо критичних теплових потоків при кипінні води в умовах її вільного руху на пористих поверхнях.

Представлено ряд результатів досліджень впливу характеристик металоволокнистих покриттів-капілярних структур на значення граничних теплових потоків при кипінні води в умовах, типових для функціонування теплових труб низькотемпературного діапазону. Отримані результати узагальнено емпіричною формулою, придатною для відповідних інженерних розрахунків

Двофазні теплопередавальні пристрої (ДТП): теплові труби (ТТ) та їх різновиди – термосифони (ТС) є перспективними елементами для ефективних систем охолодження і термостабілізації теплонапружених вузлів хімічного обладнання. При роботі ТТ в умовах значних густин теплових потоків q [Вт/м²] можливим фактом є виникнення граничних (критичних) режимів теплообміну [14], що здатне вивести системи охолодження з ладу. В результаті експериментальних досліджень авторами отримано експериментальні дані (рис. 1), які ілюструють вплив ряду фізичних характеристик і параметрів мідних волокнистих структур (МВС) на граничні значення густин теплових потоків при кипінні води в умовах, наближених до функціонування ТТ і ТС.

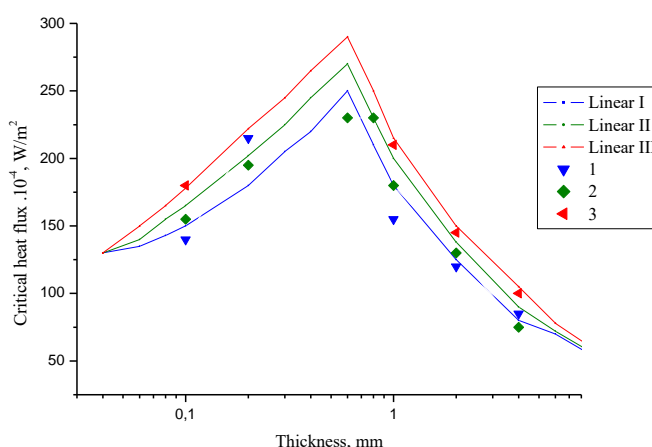


Рис. 1 – Вплив товщини і пористості МВС (40,60,80 %) на граничні теплові потоки при кипінні води

Результати досліджень впливу фізичних характеристик і параметрів МВС на процеси, типові для зон нагрівання теплонапружених ділянок хімічного обладнання, узагальнено у вигляді емпіричної формули, яка враховує майже всі основні чинники, впливаючі на критичні значення густин теплових потоків ($q_{кр}$, Вт/м²), підведених до зон нагрівання ТТ і ТС, при роботі систем охолодження, створених на основі ДТП. Отримана розрахункова емпірична формула має наступний вигляд:

$$q_{кр1} = C \cdot q_{кр1} \cdot \delta^n \cdot \lambda^{0,1} \cdot \Theta^{0,12} \cdot D^{0,2},$$

де: $C = 105$, $n = 0,25$ для товщин МВС $\delta = 0,1 - 0,6$ мм; $C = 0,28$, $n = -0,55$ для $\delta = 0,6 - 5$ мм; λ – теплопровідність МВС; Θ – пористість МВС (від 0,4 до 0,9); D – середній розмір пор МВС; $q_{кр}$ (Вт/м²) – критичне значення густини q при кипінні води на гладких технічних поверхнях.

3.3 Узагальнення результатів дослідження термічного опору теплових труб з різними типами капілярних структур

Вплив інтенсивності пароутворення у зоні нагріву ТТ на ефективність її роботи можна простежити за допомогою визначення сумарного термічного опору теплопередачі від гарячого до холодного джерела $R_{сум}$ [К/Вт].[15-17] Останній складається із зовнішнього R_z та внутрішнього $R_{вн}$ опору теплової труби:

$$R_{сум} = R_z + R_{вн}. \quad (3.13)$$

R_z являє собою суму термічних опорів тепловіддачі між поверхнею випарної та конденсаційної зон ТТ і гарячим та холодним потоком. Сумарний термічний опір, відповідно, визначається як:

$$R_z = \frac{1}{\alpha_\Gamma F_\Gamma} + \frac{1}{\alpha_X F_X}, \quad (3.14)$$

де α_Γ — коефіцієнт тепловіддачі до корпусу ТТ у зоні випаровування; α_X — коефіцієнт тепловіддачі від корпусу ТТ у оточуюче середовище у зоні конденсації;

F_T, F_X — площі зовнішньої поверхні тепловіддачі у випарній та конденсаційній зонах відповідно. Отже, чим більшим є значення α , тим меншим є термічний опір тепловіддачі у відповідній зоні ТТ.

Термічний опір власне теплової труби R_e визначається за формулою:

$$R_{en} = R_B^{CT} + R_B^{\alpha} + R_{II} + R_K^{\alpha} + R_K^{CT} + 2 \cdot R_{конт}. \quad (3.15)$$

R_B^{CT} і R_K^{CT} — термічні опори теплопровідності при проходженні теплового потоку через стінку корпусу ТТ у зонах випаровування і конденсації; вони можуть бути розраховані за формулою:

$$R_B^{CT} = \frac{\delta_B^{CT}}{\lambda_B^{CT} \cdot F_B^{CT}}, \quad R_K^{CT} = \frac{\delta_K^{CT}}{\lambda_K^{CT} \cdot F_K^{CT}}, \quad (3.16)$$

де δ_{CT} — товщина стінки у відповідній зоні ТТ, λ_{CT} — коефіцієнт теплопровідності металевої стінки у відповідній зоні ТТ, F_B^{CT}, F_K^{CT} — площі внутрішньої поверхні теплообміну у випарній та конденсаційній зонах ТТ, відповідно; R_B^{α} і R_K^{α} — термічні опори тепловіддачі у зонах випаровування і конденсації. Значення R_B^{α} та R_K^{α} , у свою чергу, визначаються за формулами:

$$R_B^{\alpha} = \frac{\Delta T_B}{Q} = \frac{1}{\alpha_B F_B^{\alpha}}; \quad R_K^{\alpha} = \frac{\Delta T_K}{Q} = \frac{1}{\alpha_K F_K^{\alpha}}, \quad (3.17)$$

де α_B і α_K — коефіцієнти тепловіддачі у зоні випаровування і конденсації відповідно; F_B^{α} та F_K^{α} — площі поверхонь теплообміну у зонах випаровування і конденсації відповідно.

R_{II} — термічний опір у паровому каналі; він являє собою відношення значення перепаду температур у паровому каналі ТТ до величини теплового потоку. Величину R_{II} можна визначити на основі кривої пружності пари теплоносія за допомогою гідродинамічного опору паровому потокові. Для криогенних та низькотемпературних ТТ величина R_{II} , зазвичай, є незначною.

$R_{конт}$ являє собою контактний термічний опір у місцях приєднання капілярної структури до корпусу теплової труби. Величини термічних опорів $R_{конт}$ у зонах теплопідведення і тепловідведення ТТ є істотними для визначення сумарного

термічного опору ТТ. Однак відомості про вплив характеристик КС на величини $R_{\text{конт}}$ – практично відсутні.

Перенесення теплоти може мати місце як при наявності поверхневого випаровування рідини з пор КС, так і при її кипінні в порах. Кипіння рідини в порах слугує причиною обмеження максимальної потужності теплової труби, внаслідок настання кризи кипіння. Існує декілька теорій, що пояснюють дане явище. У формулюванні самого поняття кризи кипіння фігурує таке визначення як «критичний тепловий потік». Густину теплового потоку, що відповідає найбільшій інтенсивності теплообміну, за аналогією з гладкою поверхнею, можна назвати критичною густиною теплового потоку $q_{\text{кр}}$.

У режимі кипіння пара утворюється не лише на зовнішній поверхні розділу фаз, але й усередині пористої структури. Там відбувається зародження і зростання парових пухирців (рис. 3.10). Переміщення пухирців у центральний поровий простір турбулізує шар рідини у пористій структурі: одночасно воно інтенсифікує процес теплопередачі, що, відповідно, значно збільшує коефіцієнти тепловіддачі α .

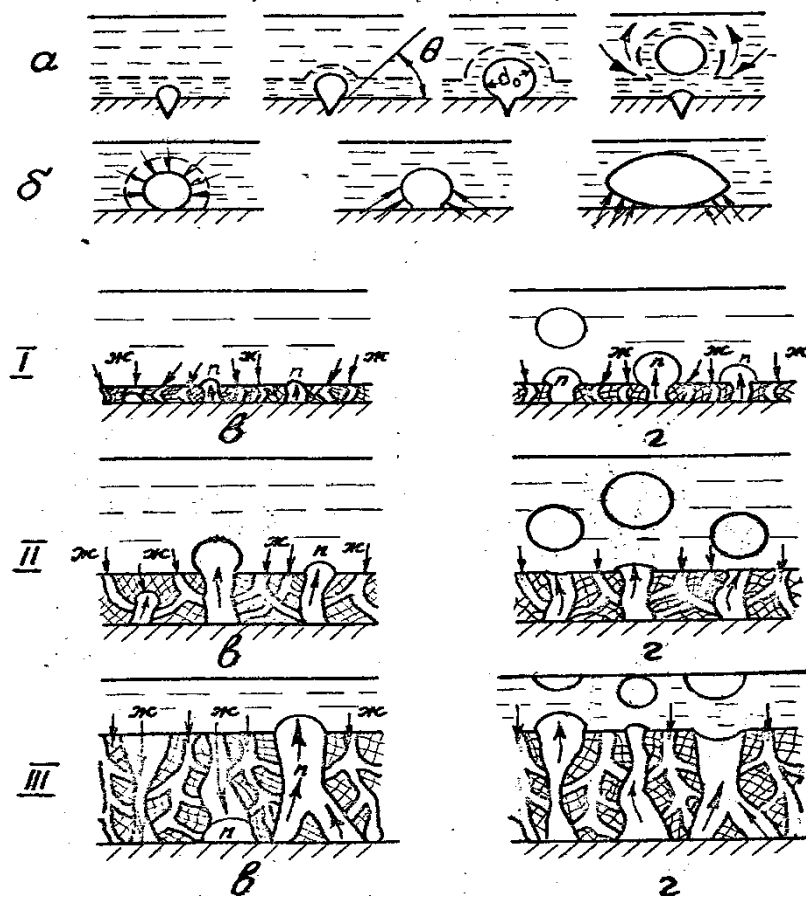


Рисунок 3.10 – Схеми пароутворення на гладких (а,б) та пористих (в,г) поверхнях:

а – схема зростання і відриву парового пухирця; б – різні умови підведення тепла до пухирця під час його зростання; в – початок кипіння; г – розвинуте кипіння; I – умови: $\delta_{\text{кк}} \ll d_0$; II – умови: $\delta_{\text{кк}} \approx d_0$; III – умови: $\delta_{\text{кк}} \gg d_0$

Спроба побудови узагальнюючої залежності для визначення інтенсивності пароутворення в пористих структурах на основі теплової моделі Д. Лабунцова була зроблена М. Семеню. Модель Лабунцова

$$\alpha = b \cdot \left(\frac{\lambda_p^2}{\nu_p \sigma T_{\text{нас}}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot q^{\frac{2}{3}}$$

де b – константа, що залежить від умов теплообміну, не враховувала впливу геометричних, структурних і теплофізичних характеристик поверхні з пористим покриттям. Семена і його співробітники розглянули процес кипіння в режимі ізольованих паровідвідних каналів, в які відбувається випаровування рідини з менісків у тонкоплівковій частини, прилеглої до елемента каркаса. Вони запропонували розрахункове співвідношення для інтенсивності тепловіддачі, яке в

подальшому уточнили на підставі нових закономірностей процесу:

$$\alpha = C_{\alpha} q^{\frac{2}{3}} \left(\frac{\lambda_p^2}{\nu_p \sigma T_{\text{нас}}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{d_{\text{max}}}{\delta_{\text{КС}}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

де C_{α} – константа, що залежить від умов теплообміну; d_{max} – максимальний діаметр пор пористого зразка; $\delta_{\text{КС}}$ – товщина пористого зразка.

При цьому не враховувалися структурні характеристики КС і вважалося, що щільність центрів паротворення пропорційна відношенню діаметра максимальних пор до діаметру критичного парового зародка

За період 1984 – 1994 рр. проф. Г. Смирновим розроблялася наближена теорія теплообміну для кипіння на поверхнях, покритих пористими структурами. На відміну від С. Ковальова і С. Соловйова, які також створили математичну модель теплообміну для кипіння на поверхнях з капілярно-пористим покриттям, Смирнов без проти- річ пояснює всі відомі дослідні дані для даних умов в режимах, що діють до настання осушення. Його теорії передували експериментальні та теоретичні роботи, виконані учнями Смирнова. Однак зазначені моделі не враховували структурних характеристик КС, що значним чином впливають на інтенсивність тепловіддачі. Цей недолік було подолано у, де представлена напівемпірична модель двофазного теплообміну в зоні випаровування ТТ:

$$\alpha = C_{\alpha} q_s^{\frac{2}{3}} \left(\frac{\lambda_p^2}{\nu_p \sigma T_{\text{нас}}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{d_{\text{max}}}{\delta_{\text{КС}}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

де C_{α} – константа, що залежить від умов теплообміну; d_{max} – максимальний діаметр пор КС

Найбільш повно враховує ступені впливу на інтенсивність теплообміну основ- них характеристик і параметрів МВКС формула із [7]:

$$\alpha = c \cdot q^n \cdot \delta_{\text{КС}} \cdot \lambda_{\text{КС}}^{0,6} \cdot [(1 - \Pi_{\text{max}}) / (1 - \Pi)]^{0,5} \cdot d_{\text{эф}}^{0,15} \cdot [\lambda_p^2 / (\nu_p \cdot \sigma_p \cdot T_{\text{нас}})]^{0,33}$$

де c – константа, що залежить від умов теплообміну

Однак дана формула потребує спрощення через складність симплексу $(1 - P_{\max})/(1 - P)$. Як відомо, на ефективність роботи теплової труби суттєво впливає її розташування у просторі (тобто, кут нахилу ТТ у звичайних наземних умовах). На рис. 1.10 представлено результати дослідження значень термічного опору мініатюрних тепло-вих труб із МВКС у залежності від кута нахилу теплової труби [69]. Графічну залежність побудовано для ТТ з довжиною 100 мм та з діаметром 3 мм (ефективна довжина ТТ дорівнювала 67 мм), теплоносій – вода. Зона охолодження вищезазначених ТТ 38 омивалась водою з температурою 20 °С. Витрата охолоджуючої води становила $\sim 3,7 \cdot 10^{-3}$ кг/с. Орієнтація ТТ у просторі змінювалася від +90 ° до –90 °. Характер кривих вказує на головний фактор, що суттєво зменшує теплопередавальну властивість труби, – протидію силам гравітації. При горизонтальному положенні ТТ теплопередавальна здатність визначалась в основному за рахунок дії капілярних сил, які, в свою чергу, залежать від конструкційних характеристик КС.

Вплив кута нахилу ТТ на її термічний опір зменшується, відповідно, зі зменшенням значень радіуса пор КС і при збільшенні коефіцієнта поверхневого натягу рідини-теплоносія. На рис. 1.10 показано, що при розташуванні досліджуваних ТТ у положенні протидії силам гравітації ($\phi = -90^\circ$) мінімальне значення термічного опору становить 2,7 К/Вт при максимальному тепловому потокові $Q = 15$ Вт. Якщо сили гравітації сприяють рухові рідини-теплоносія ($\phi = +90^\circ$), мінімальний опір знижується до 1 К/Вт при максимальному тепловому потокові $Q = 25$ Вт.

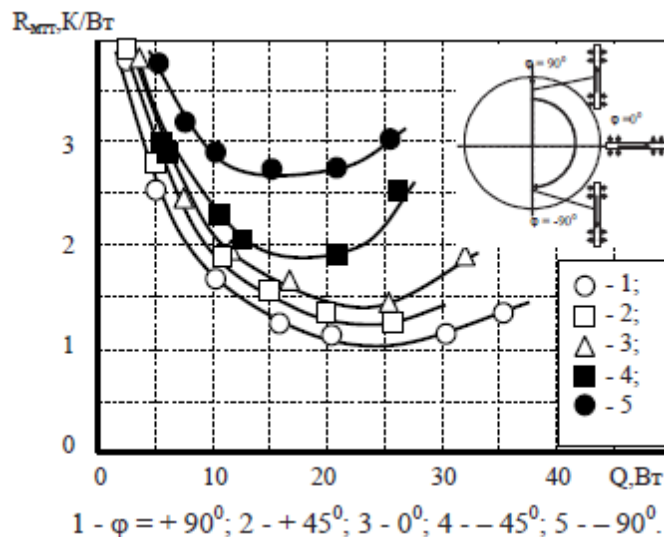


Рисунок 3.11 – Залежність термічного опору ТТ довжиною 100 мм та діаметром 3 мм від теплового потоку при різній орієнтації труби у просторі

3.4 Оцінки похибок результатів експериментів

Точність отриманих у роботі результатів залежала від декількох факторів:

- 1) конструкції експериментальної установки;
- 2) методики проведення експерименту;
- 3) системи вимірювань фізичних величин;
- 4) обробки даних вимірювань.

Високої точності результатів роботи було досягнуто завдяки дотриманню та виконанню наступних умов:

- 1) створення раціональної конструкції експериментальної установки, простоти виконання вузлів теплопідведення, зведення до мінімуму втрат теплоти; правильних вимірів температури,
- 2) забезпечення стаціонарних умов проведення експериментів за допомогою стабілізації підведеної потужності;
- 3) оптимально спланованої програми проведення експерименту, з врахуванням ідентичності досліджуваних зразків МПМ, що змінювалися лише у діапазоні визначальних параметрів;

- 4) тарування термопар разом із вимірювальною системою, застосування точних сучасних вимірювальних пристроїв.

Величини, визначені в роботі, можна розділити на дві групи:

- 1) величини, вимірювання яких проводилося до початку експерименту;
- 2) величини, вимірювання яких відбувалося по ходу експерименту.

До першої групи належать виміри геометричних та структурних параметрів КС: $\delta_{КС}$, l_B , d_B , Π , $d_{КС}$ (див. табл. 3.1). До другої групи належать фізичні параметри (T_{cm} , $T_{рідини}$, q , P), що змінюються у процесі проведення експерименту. Загальна похибка вимірювань залежить як від першої, так і від другої групи величин.

Розрахунок похибок величин з першої групи пов'язаний із застосуванням точних вимірювальних приладів, оцінкою можливості їх використання, ретельністю зважування волокон при виготовленні зразків МПМ, виготовленням підкладок зразків і матриць для спікання, а також зі знанням точності розрахункових формул, які застосовано для визначення структурних і теплофізичних характеристик МПМ.

Таблиця 3.1 – Основні параметри і характеристики металевих пористих матеріалів

№	Позначення	Діапазон вимірювання	Абсолютна похибка		Відносна похибка		Примітка
			Δ_{MIN}	$\Delta_{МАКС}$	σ_{MIN}	$\sigma_{МАХ}$	
1	l_B	3 - 8 мм	5 мкм	5 мкм	0,042%	0,17%	Вимірювання мікрометром (ціна поділки 10 мкм)
2	d_B	30 - 50 мкм	5 мкм	5 мкм	10%	16,7%	
3	$\delta_{КС}$	0,2 - 2 мм	5 мкм	5 мкм	0,25%	2,5%	Вимірювання мікрометром (ціна поділки 10 мкм)
4	$d_{КС}$	20 - 50 мм	5 мкм	5 мкм	0,01%	0,025%	Вимірювання мікрометром (ціна поділки 10 мкм)
5	Π	35 - 90 %	5 мг	5 мг	0,27%	3,6%	Виміри вагово-розрахунковим методом за допомогою електрон-них терезів

Розрахунки похибок величин другої групи пов'язані з точністю вимірювань густини теплового потоку, температури підкладки (стінки) та рідини (t насичення), тиску (P розрідження), оцінкою теплових втрат Q в оточуюче середовище.

Методика проведення експерименту повинна була зводити до мінімуму випадкові похибки вимірювань і, по можливості, переводити їх у систематичні. Тому в роботі, з цією метою, було здійснено, відповідно, такі заходи: 1) усі підкладки для зразків виготовлено з одного листа (чи прутка) металу; 2) МПМ виготовлено із волокон одного типу; 3) термопари виготовлено з одних партій мідного і константанового дроту; 4) вимірювальні прилади та комутаційні елементи в процесі експериментів залишались постійними; вимірювальні прилади проходили періодичну перевірку; 5) термопари тарували разом із системою комутації і вимірювальними приладами; результати тарування були протабульовані з інтервалом $0,05\text{ }^{\circ}\text{C}$; надалі вони використовувались, відповідно, у вигляді таблиць.

Методика розрахунків похибок визначення пористості МПМ була наступною. Масу зразка МПМ (КС) визначали за формулою:

$m = V \cdot \rho = \pi R^2 h \rho = \pi R^2 \delta_{КС} \rho$. Для зразків з діаметром підкладки $D = 20$ мм маса зразка КС становила $27,95 \cdot 10^{-4}$ кг. Маса найменшого важка – 10 мг. Відносну похибку визначення пористості МПМ визначали за формулою (3.18):

$$\sigma_{\Pi} = \frac{\Delta_m}{m} \cdot 100\% ; \quad (3.18)$$

$$\sigma_{\Pi_МАКС} = \frac{5}{140} \cdot 100\% = 3,6\% ; \quad \sigma_{\Pi_МИН} = \frac{5}{1820} \cdot 100\% = 0,27\% .$$

Оцінку похибок вимірювань теплового потоку здійснювали у такій послідовності. У налагоджувальних дослідах на зразках із гладкою технічною поверхнею визначали величину q втрат теплоти (через ізоляцію та дно нагрівача), а також – крізь фторопластовий фланець до киплячої рідини (рис. 2.2). Для цього температуру ізоляції та фланця вимірювали у різних точках за допомогою термопар. За законами Фур'є та Ньютона-Ріхмана визначали теплові потоки у

відповідних точках і порівнювали із значенням потужності нагрівача. Схему тепловтрат від вузла підведення теплоти до зразка МПМ наведено на рис. 3.14.

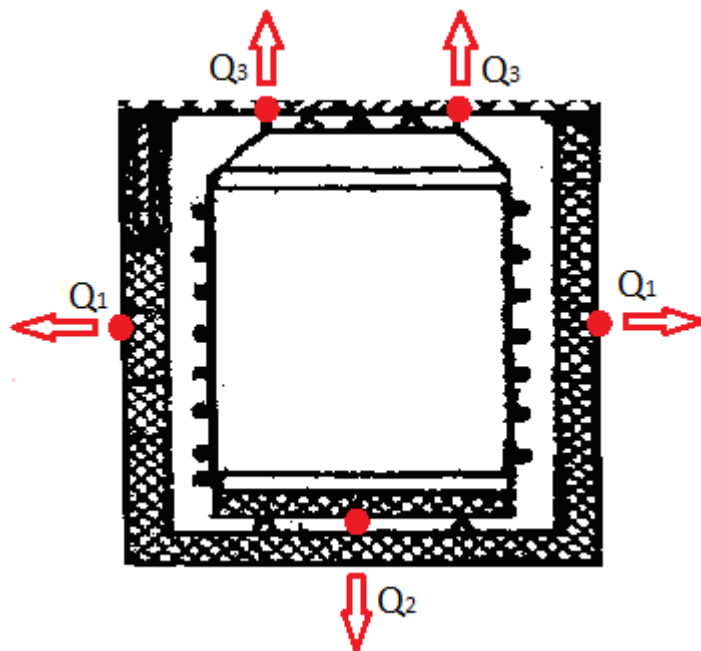


Рисунок 3.14 – Схема втрат теплоти нагрівачем експериментальної установки

Охоронний нагрівач при цьому вимикали. Завдяки високій якості теплоізоляції, втрати теплоти нагрівача не перевищували 6 %, а втрати крізь фланець становили менше 3%. Калориметрування робочих ділянок підтвердило високу точність отриманих результатів.

Компенсацію втрат теплоти від електронагрівача певним чином забезпечували включенням охоронного нагрівача. Крім того, точність визначення q залежить від якості стабілізації навантаження, класу точності ватметра, похибок відліку показів ватметра, похибки визначення площі зразка МПМ та якості його приєднання до торця нагрівача. У процесі проведення експериментів виявилось, що за рахунок використання стабілізаторів змін напруги практично помічено не було, тому цією похибкою можна знехтувати. Похибкою показів ватметра Д592, що мав світловий вказівник величини вимірюваної потужності і розширені шкали відліку, також можна знехтувати, через її незначну величину. Клас даного ватметра 0,1;

похибкою вимірювань потужності, у порівнянні із втратами теплоти, також можна знехтувати.

Похибка визначення площі поверхні МВКС залежить від якості її виготовлення і точності вимірювальних приладів. Площа циліндра (який являє собою зразок МПМ) визначається за формулою: $S = 2\pi Rh + 2\pi R^2$, де висота циліндра $h = \delta_{KC}$. Для зразків МПМ з робочими діаметрами 20 мм і 50 мм, які були виміряні за допомогою мікрометра з ціною поділки 10 мкм, відносна похибка визначення поверхні складається з похибок визначення діаметра зразка та товщини КС:

$$\sigma_s = \frac{\Delta d_{KC} + \Delta \delta_{KC}}{D} \cdot 100\% ; \quad \sigma_{s_МАКС} = \frac{(5 \cdot 10^{-3} + 5 \cdot 10^{-3}) \cdot 100\%}{20} \approx 0,05\% ;$$

$$\sigma_{s_МИН} = \frac{(5 \cdot 10^{-3} + 5 \cdot 10^{-3}) \cdot 100\%}{50} \approx 0,02\% .$$

Похибка впливу на густину теплового потоку q якості приєднання зразка до торця нагрівача зведена до мінімуму за рахунок припаювання зразка. Враховуючи всі похибки визначення густини теплового потоку і компенсацію втрат теплоти через ізоляцію, максимальну відносну похибку можна оцінити як: $\sigma_{IP} = \sigma_{Q3} + \sigma_s$, де σ_{Q3} – похибка через втрати теплоти крізь фторопластовий фланець; σ_s – похибка неточності визначення площі зразка МПМ. У нашому випадку ця похибка не перевищує 5%: $\sigma_{IP} \leq 5\%$.

Формула для визначення максимального діаметра пор МВКС за розрахунками становить: $D_{MAX} = d_B^{0,7} \cdot l_B^{0,3} \cdot P^2 \div \sqrt{1-P}$. Отже, відносна похибка

визначення D_{MAX} дорівнює: $\sigma_{D_{MAX}} = \sigma_{d_B} + \sigma_{l_B} + \sigma_P$;

$$\sigma_{D_{MAX} МАКС} = 0,17\% + 16,7\% + 3,6\% = 20,47\% ;$$

$$\sigma_{D_{MAX} МИН} = 0,042\% + 10\% + 0,27\% = 10,312\% .$$

Сумарна похибка вимірювань температури стінки і рідини залежить від ряду факторів: похибки, що обумовлена способом виготовлення термопар; їх таруванням; похибки вимірювання показів термопар, що залежить від класу точності вимірювального приладу; помилки у відліку показів приладу.

Похибка визначення температури стінки залежить від ряду факторів: похибки від закарбування термопар, перерахунку їх показів з урахуванням товщини підкладки, кількості термопар. Величина помилок вимірів температури залежить від інтервалу її змін. Тому оцінку похибок виконано для мінімальних та максимальних значень температури, що були виміряні в роботі: $t_{CT_MIN} = 10^{\circ}C$, $t_{CT_MAX} = 200^{\circ}C$.

Усі термопари перед таруванням пройшли перевірку на однорідність. Для цього „гарячі” спайки термопар поміщали в термостат; покази термопар – порівнювали. Термопари, покази яких відрізнялися від середнього значення більше, ніж на $0,2^{\circ}C$, були замінені. Відносну похибку через неоднорідність термопар у діапазоні температур $10-200^{\circ}C$ можна оцінити, як:

$$\sigma_{t_CT} = \frac{\Delta_t \cdot 100\%}{t}; \quad \sigma_{t_CT_MAKC} = \frac{0,2 \cdot 100\%}{10} = 2\%; \quad \sigma_{t_CT_MIN} = \frac{0,2 \cdot 100\%}{200} = 0,1\%.$$

При таруванні термопар абсолютна похибка у вимірах температури залежить від точності ртутного термометра, класу точності вимірювального приладу та похибки осереднення кривої залежності $t = f(E)$, що була отримана в результаті тарування. Під час тарування було застосовано ртутний термометр з ціною поділки $0,1^{\circ}C$ та цифровий мілівольтметр класу 0,05.

Абсолютні похибки при використанні вищезазначених приладів у діапазоні температур $10-200^{\circ}C$ дорівнювали:

$$\Delta t_{TEP-A} = 0,05^{\circ}C; \quad \Delta t_{MAX_MB} = \frac{0,05 \cdot 100\%}{10} = 0,5^{\circ}C; \quad \Delta t_{MIN_MB} = \frac{0,05 \cdot 100\%}{200} = 0,025^{\circ}C.$$

Похибку осереднення тарувальної залежності $t = f(E)$ (температура змінювалась по параболі; відповідна формула: $t = aE^2 + bE + c$) можна оцінити як:

$$\Delta t_{OCEP_MAKC} = 0,3^{\circ}C \text{ при } t = 200^{\circ}C; \quad \Delta t_{OCEP_MIN} = 0,1^{\circ}C \text{ при } t = 10^{\circ}C.$$

Відносні похибки тарування термопар дорівнювали:

$$\sigma_{Tарув} = \frac{\Delta t_{TEP-A} + \Delta t_{MB} + \Delta t_{OCEP}}{t} \cdot 100\%; \quad \sigma_{Tарув_MAKC} = \frac{(0,05 + 0,5 + 0,3) \cdot 100\%}{10} = 8,5\%;$$

$$\sigma_{Tарув_MIN} = \frac{(0,05 + 0,025 + 0,1) \cdot 100\%}{200} = 0,09\%.$$

Визначити похибку від закарбування термопар найбільш складно. У результаті значної кількості проведених тарувальних дослідів можна прийти до висновку, що максимальна помилка від закарбування термопар не перевищувала 1% від максимального значення вимірюваної температури стінки.

Величина $\Delta t_{\text{ЗАЧЕК}}$ зумовлена точністю виготовлення канавок для термопар у підкладках зразків та ретельністю закарбування спайок термопар, що мають, зазвичай, однаковий діаметр спайки. На рис. 3.15 представлено зображення підкладки із термопарами, де $\delta_{\text{СТ}_1}$ – фактична товщина підкладки, $\delta_{\text{СТ}_2}$ – відстань між термопарами та поверхнею підкладки. Для зразків із підкладкою з іржостійкої сталі похибка від закарбування термопар – трохи збільшується.

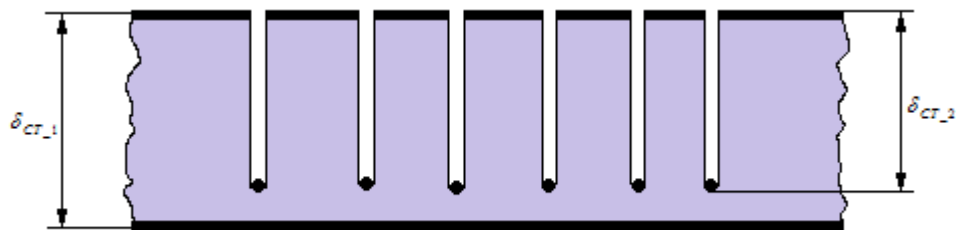


Рисунок 3.15 – Металева підкладка для МПМ (схема) із закарбованими термопарами

Таким чином, максимальна та мінімальна похибки при вимірюванні температури стінки дорівнювали:

$$\sigma_{T_{\text{CT}}} = \sigma_{t_{\text{CT}}} + \sigma_{\text{Тарув}} + \sigma_{\text{ЗАЧЕК}}; \quad \begin{aligned} \sigma_{T_{\text{CT}}-\text{МАКС}} &= 2\% + 8,5\% + 1\% = 11,5\%; \\ \sigma_{T_{\text{CT}}-\text{МИН}} &= 0,1\% + 0,09\% + 1\% = 1,19\%. \end{aligned}$$

Всі експерименти проводили за умови, що тиск дорівнював атмосферному (750 мм рт ст.). Оскільки в реальних умовах значення тиску знаходилося у діапазоні [735- 765] мм рт ст., то максимальна відносна похибка визначення тиску дорівнює:

$$\sigma_{\text{МАКС}}(P) = \frac{760-735}{760} 100\% = 3,3\% .$$

Похибка визначення коефіцієнтів тепловіддачі α залежить від відносних похибок вимірів густини теплового потоку і температурного напору. Максимальна

відносна похибка вимірювання q оцінена раніше як $\sigma_{\text{МАКС}}(q) \leq 5\%$. При максимальному температурному напорі $\Delta t = 50^\circ\text{C}$ і температурному рівні $t_{\text{СТ}} = 150^\circ\text{C}$ та $t_p = 100^\circ\text{C}$ (в умовах кипіння води при атмосферному тиску) відносна похибка визначення коефіцієнта тепловіддачі дорівнює:

$$\sigma_{T_{\text{СТ}}} = \sigma_{t_{\text{СТ}}} + \sigma_{T_{\text{арує}}} + \sigma_{\text{ЗАЧЕК}}; \quad \sigma_{t_{\text{СТ}}} = \frac{0,2 \cdot 100\%}{101} = 0,19\% ;$$

$$\sigma_{T_{\text{арує}}} = \frac{(0,05 + 0,3 + 0,2) \cdot 100\%}{101} = 0,54\% ; \quad \sigma_{T_{\text{СТ}}} = 0,19\% + 0,54\% + 1\% = 1,73\%$$

Похибка при вимірюванні температури рідини також визначається похибками термопар і складає:

$$\sigma_{T_{\text{арує}}} = \frac{\Delta t_{\text{ТЕР-А}} + \Delta t_{\text{МВ}} + \Delta t_{\text{ОСЕР}}}{t} \cdot 100\%$$

$$\sigma_{T_p} = \frac{(0,05 + 0,3 + 0,2) \cdot 100\%}{100} = 0,55\% .$$

Отже, у даному випадку максимальна відносна похибка визначення коефіцієнтів тепловіддачі α становить: $\sigma(\alpha)_{\text{МАХ}} = 5\% + 1,73\% + 0,55\% = 7,28\%$.

3.5 Патентні дослідження конструкцій видувних прес-форм

Патентні дослідження проводяться на усіх етапах розробки промислової продукції та, зокрема, під час складання технічного завдання на створення нової або модернізованої продукції, під час проведення науково-дослідницької роботи та дослідно-конструкторської роботи, в процесі створення нової продукції, в процесі організації масового виробництва продукції. Також такі дослідження є необхідними при комерційному використанні розробки, як на внутрішньому та/або зовнішньому ринках і до моменту зняття її з виробництва, коли ця продукція втрачає свою конкурентоспроможність. Патентні дослідження проводяться з метою покращення техніко-експлуатаційних показників та характеристик продукції.

З метою застосування отриманих експериментальних даних та створенням нових технічних рішень в роботі було проведено патентний пошук, об'єктом

пошуку була система охолодження пристроїв для виготовлення полімерної пакувальної продукції. Результати пошуку представлені в таб. 3.1

Таблица 3.1-Таблица огляду патентів і корисних моделей

п/п	Предмет пошуку	Країна видачі, вид та номер документу	Сутність технологічного рішення та ціль його створення
	2	3	4
	Способ определения момента раскрытия пресс-формы машины литья под давлением	Российская Федерация, авторское свидетельство СССР № 1668024 , кл. В29С 47/60, 1987. Автор(ы): Богушевский, Церковницкий, Лигоцкий, Сорокин	Изобретение относится к производству и может быть использовано для управления машинами литья под давлением и может быть использовано для управления литьевыми машинами. Целью изобретения является повышение производительности литейной машины
	Устройство для охлаждения пресс-форм	Российская Федерация, авторское свидетельство РФ 2025205, кл. В29F 3/02, В29F 3/08,	УСТРОЙСТВО ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ПРЕСС-ФОРМ, содержащее гидроцилиндр прессования, охлаждающую полость пресс-формы, систему поддержки равного гидравлического давления в охлаждающей и рабочей полостях пресс-формы в процессе прессования

		1971. Автор(ы): Береснев Ю.М.	расплава, включающую гидроцилиндр и гидрораспределители, отличающееся тем, что гидроцилиндр системы поддержки выполнен двустороннего действия, причем одна его полость соединена с поршневой полостью гидроцилиндра прессования, а другая - с охлаждающей полостью пресс-формы.
	Система охлаждения элементов пресс-формы для полимерных изделий	Российская Федерация, авторское свидетельство СССР № 1006246, кл. B029F 3/02, B29F 3/08, 1978. Автор(ы): Кубашев, Болгов, Веприков	Изобретение относится к переработке полимерных материалов и может быть использовано для охлаждения элементов пресс-формы. Известна система охлаждения деталей пресс-формы, содержащая основные и соединительные каналы, образованные тремя глухими отверстиями, подводящие каналы, выполненные в виде пазов на нерабочей поверхности детали 1. Деталь пресс-формы необходимо изготавливать составной, что требует уплотнения значительных сопряженных поверхностей, вследствие чего снижается его надежность.

Проаналізувавши отримані результати патентного пошуку, було запропоновано нове технічне рішення.

Запропоноване технічне рішення належить до обладнання для виготовлення

тари харчової промисловості.

Прес-форму для видування ПЕТ-пляшок часто розглядають як складову частину агрегату видування. Насправді цей елемент обладнання є визначальним для кінцевого результату роботи всього комплексу, і по значимості його слід розглядати окремо.

Конструкція прес-форм типу СП-Ф, випускає компанією «ПОСТУП» і частіше за інших використовуваних в напівавтоматичному обладнанні, показана на рис. 7. Вона складається з монтажних плит, двох полуформ матриці, внутрішня порожнина якої відповідає обсягу і профілем формуючої пляшки, і змінних горлових вставок. Технічні характеристики прес-форм зведені в табл. 1.

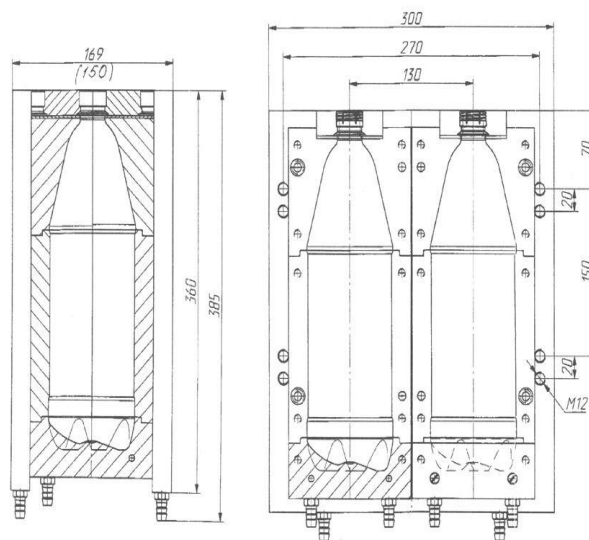


Рис.3.1 Конструкція прес-форми СП-Ф

Конструктивні особливості прес-форм СП-Ф:

- Матриця виконана з легкого і міцного авіаційного сплаву. Внутрішня поверхня матриці наpolірована до дзеркального блиску.
- Конфігурація внутрішньої порожнини і фактура поверхні матриці дозволяють формувати пляшки як завгодно складної форми.

- Для забезпечення можливості використання преформ, що розрізняються розмірами супортні кільця і конфігурацією горла, у верхній частині прес-форми передбачена змінна вставка з розмірами, відповідними параметрами використовуваної преформи.

- Для підвищення продуктивності видування, в донній частині прес-форми і в монтажних плитах передбачені канали рідинного охолодження і штуцера підключення шлангів, що підводять охолоджувальну рідину.

Ціллю модернізації було впровадження теплових трубок в конструкцію видувної прес-форми, що зображена на рис 3.2.

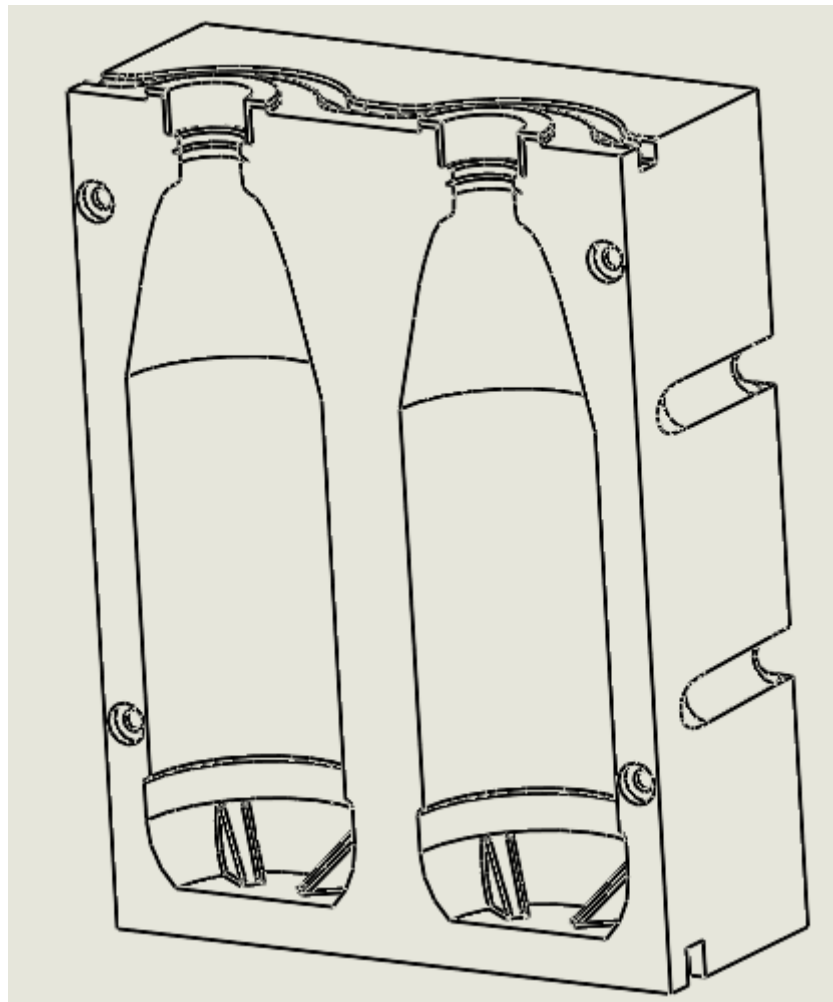


Рис 3.2 Прототип видувної прес-форми СП-Ф (серійний варіант)

Використання теплових трубок забезпечить рівномірне розповсюдження теплоти по висоті прес-форми та запобігти виникненню критичних точок у 2 місцях: в зоні розташування преформи у пресформу та у зоні формування донця тари.

При видуві тари виникає проблема порушення тонкостінності стінок бутилки, теплові трубки вирівнюючи температуру на поверхні дотику пресформи та тари усувають цей дефект.

У конструкцію прес-форми було вмонтовано 6 теплових трубок радіусом 7,5мм по висоті стінок дотику пресформи та тари, холодним кінцем яких вони охолоджуються у нижньому каналі рідкісного охолодження прес-форми.

Отримані результати зведено до графічного зображення, на якому проілюстрована зміна температури на поверхні дотику тари та прес-форми.

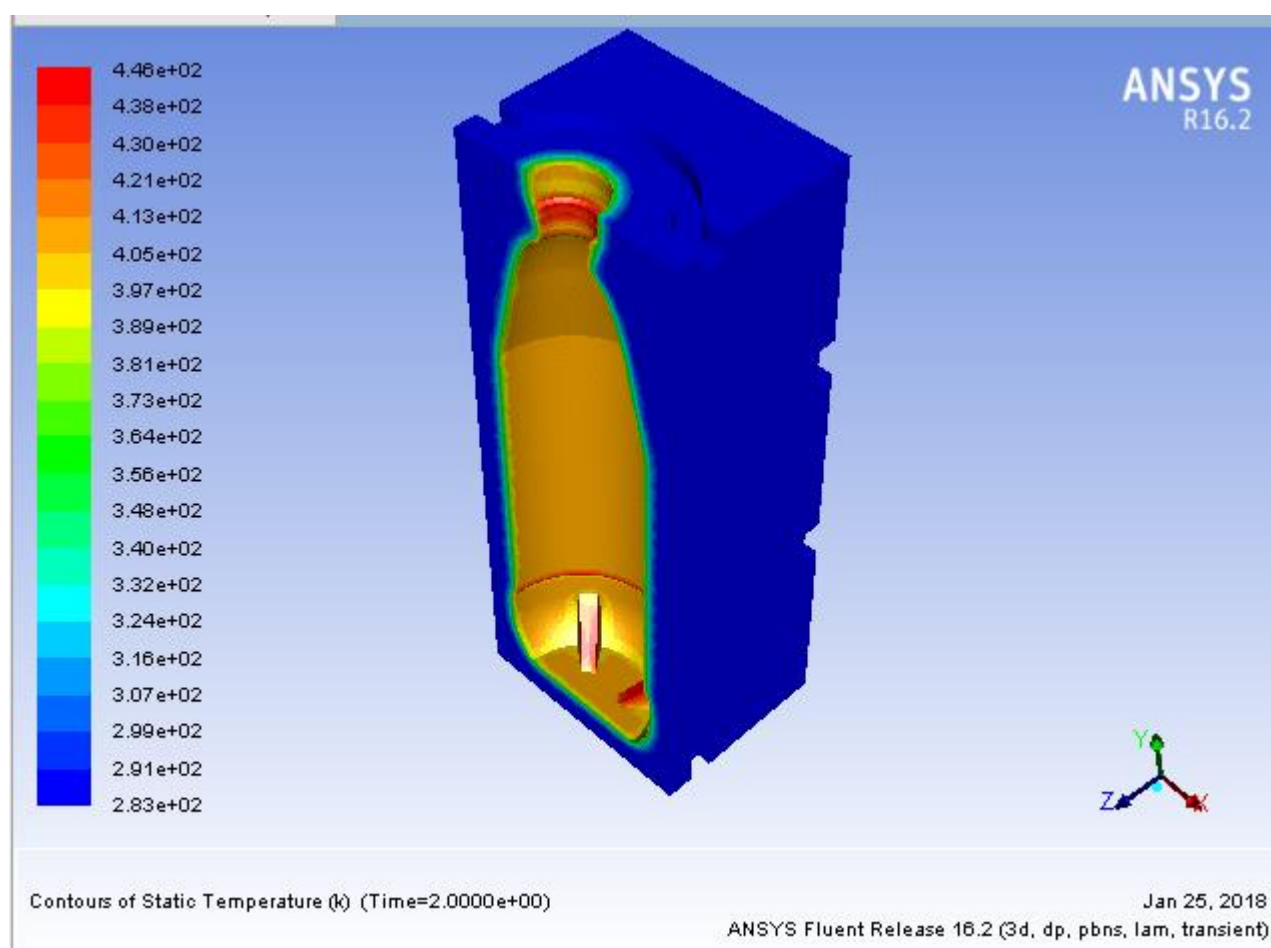


Рис 3.3 Зміна температури стінок прес-форми під час процесу роздування.

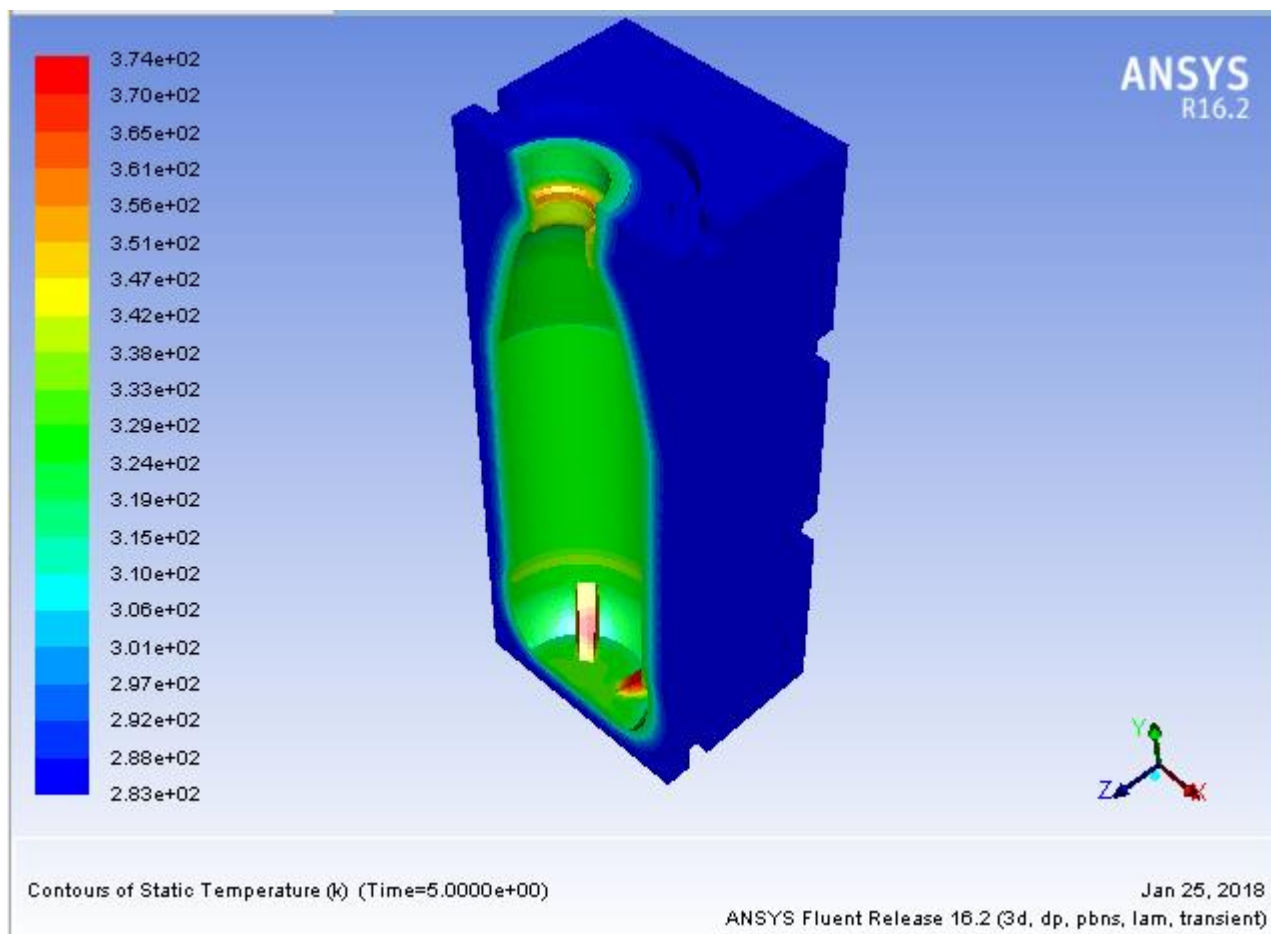


Рис 3.4 Зміна температури стінок бутылки під час охолодження пресформи.

Як видно з результатів розрахунків, температура стінок тари охолоджується до 54 С, в критичних точках, що знаходяться в зоні розташування преформи у пресформу та у зоні формування донця тари температура сягає 173 С, що забезпечує формування тари відповідно до вимог.

3.6 Математична модель рівняння нелінійної нестационарної теплопровідності ізотропного середовища

Методи рішень нелінійних нестационарних задач теплопровідності з використанням CAD-систем

Рівняння нелінійної нестационарної теплопровідності ізотропного середовища, що є типовим для нашої задачі з внутрішніми джерелами теплоти можна записати у вигляді

$$c_p(T)\rho(T)\frac{\partial T}{\partial \tau} = \nabla \cdot [\lambda(T)\nabla T(\mathbf{x})] + q_v(T), \quad \tau > 0, \quad \mathbf{x} \in \Omega, \quad (1)$$

де c_p – масова ізобарна теплоємність, Дж/(кг·К); ρ – густина, кг/м³; T – абсолютна температура, К; τ – час, с; $\nabla = \frac{\partial}{\partial x_i}$, $i = 1, 2, 3$ – оператор Гамільтона, м⁻¹; x_i , $i = 1, 2, 3$ – декартові координати, м; λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К); \mathbf{x} – радіус-вектор декартової системи координат, м; q_v – об’ємна густина внутрішнього джерела теплоти, Вт/м³; $\Omega \in R^3$ – тривимірний розрахунковий об’єкт. Початкові умови для (1) в момент часу $\tau = 0$:

$$T(\mathbf{x})|_{\Omega} = T_0, \quad (2)$$

де T_0 – початкова температура, К.

Граничні умови (ГУ) для (1) в момент часу $\tau > 0$ можуть включати ГУ трьох родів:

- I роду – задана температура T_b на границі Γ_I поверхні Ω

$$T(\mathbf{x})|_{\Gamma_I} = T_b; \quad (3)$$

- II роду – задана нормальна складова вектора густини теплового потоку на границі Γ_{II} поверхні Ω

$$q_n|_{\Gamma_{II}} = \mathbf{n} \cdot [-\lambda(T)\nabla T], \quad (4)$$

де q_n – нормальна складова вектора густини теплового потоку $\mathbf{q} = -\lambda(T)\nabla T$, Вт/м²; \mathbf{n} – вектор зовнішньої нормалі до Ω ;

- III роду – задані конвективні умови теплообміну на границі Γ_{III} поверхні Ω

$$\mathbf{n} \cdot [-\lambda(T)\nabla T]|_{\Gamma_{III}} = \alpha(T)(T - T_p), \quad (5)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К); T_p – температура оточуючого середовища, К.

Система рівнянь (1)–(5) є повним формулюванням нелінійної нестационарної задачі теплопровідності ізотропного середовища з внутрішніми джерелами теплоти.

Методика числового розв’язання

Для числового розв'язання скористаємося методом скінченних елементів [18–20]. Для формулювання системи дискретних рівнянь МСЕ використаємо метод Гальоркіна, тобто коли за вагову функцію обирається функція форми скінченного елемента (СЕ). В результаті для (1)–(5), після дискретизації Ω на СЕ і використовуючи для похідної за часом перший порядок апроксимації $O(\Delta\tau)$ [21], отримуємо таку систему дискретних рівнянь МСЕ за умови її формування за СЕ

$$\sum_{e=1}^M \left\{ -[C^{(e)}(\hat{T})] \frac{\{\hat{T}^{(e)}\} - \{T^{(e)}\}}{\Delta\tau} - ([K_{\lambda}^{(e)}(\hat{T})] + [K_{\alpha}^{(e)}(\hat{T})]) \{\hat{T}^{(e)}\} + \right. \\ \left. + \{f_{q_v}^{(e)}(\hat{T})\} + \{f_{\alpha}^{(e)}(\hat{T})\} - \{f_q^{(e)}\} \right\} = 0, \quad (6)$$

де (e) – індекс СЕ; M – кількість СЕ; $\{\hat{T}\}$, $\{T\}$ – вектори абсолютної температури СЕ на верхньому та нижньому часових рівнях, відповідно, K ; $[C^{(e)}(\hat{T})]$, $[K_{\lambda}^{(e)}(\hat{T})]$, $[K_{\alpha}^{(e)}(\hat{T})]$ – матриці жорсткості СЕ, що пов'язані з демпфіруванням (теплоємністю) (Дж/(м³·К)), теплопровідністю (Вт/(м³·К)) та зовнішнім конвективним теплообміном (Вт/(м³·К)), відповідно; $\{f_{q_v}^{(e)}(\hat{T})\}$, $\{f_{\alpha}^{(e)}(\hat{T})\}$, $\{f_q^{(e)}\}$ – вектори СЕ, що пов'язані з внутрішнім джерелом теплоти, зовнішнім конвективним теплообміном і густиною теплового потоку, Вт/м³.

Інтегральні співвідношення для визначення матриць $[C^{(e)}]$, $[K_{\lambda}^{(e)}]$, $[K_{\alpha}^{(e)}]$ і векторів $\{f_{q_v}^{(e)}\}$, $\{f_{\alpha}^{(e)}\}$, $\{f_q^{(e)}\}$ СЕ у випадку лінійних задач наведено в [1–3]. У разі нелінійної задачі ці вирази є залежними від температури і, тому підчас її розв'язання ітераційними методами потребують перерахунку на кожному кроці виконання ітерацій, що є вкрай неефективним особливо для нестационарних задач. Для того щоб уникнути цього необхідно попередньо виконати їх перетворення, враховуючи при цьому ізотропність фізичних властивостей середовища. Наприклад, для матриці жорсткості, пов'язаної з теплопровідністю, будемо мати

$$[K_{\lambda}^{(e)}(\hat{T})] = \int_{V^{(e)}} \lambda(T) [B]^T [B] dV \approx \lambda(T_m^{(e)}) \int_{V^{(e)}} [B]^T [B] dV = \lambda(T_m^{(e)}) [k_{\lambda}^{(e)}], \quad (7)$$

для матриці жорсткості, пов'язаної із зовнішнім конвективним теплообміном

$$[K_{\alpha}^{(e)}(\hat{T})] = \int_{S^{(e)}} \alpha(T) [N]^T [N] dS \approx \alpha(T_m^{(e)}) \int_{S^{(e)}} [N]^T [N] dS = \alpha(T_m^{(e)}) [k_{\alpha}^{(e)}], \quad (8)$$

для матриці демпфірування

$$\begin{aligned} [C^{(e)}(\hat{T})] &= \int_{V^{(e)}} c_p(T) \rho(T) [N]^T [N] dV = c_p(T_m^{(e)}) \rho(T_m^{(e)}) \int_{V^{(e)}} [N]^T [N] dV = \\ &= c_p(T_m^{(e)}) \rho(T_m^{(e)}) [c^{(e)}] \end{aligned} \quad (9)$$

де $V^{(e)}$ – об’єм СЕ; $S^{(e)}$ – поверхня грані СЕ; $[N]$ – матриця-рядок коефіцієнтів

форми СЕ; $[B] = \nabla[N]$ – матриця градієнтів СЕ; $T_m^{(e)} = \frac{\sum_{i=1}^M T_i}{M}$ – середня температура СЕ; $[k_\lambda^{(e)}] = \int_{V^{(e)}} [B]^T [B] dV$, $[k_\alpha^{(e)}] = \int_{S^{(e)}} [N]^T [N] dS$, $[c^{(e)}] = \int_{V^{(e)}} [N]^T [N] dV$.

Аналогічні перетворення також виконуються і для векторів $\{f_{q_v}^{(e)}(\hat{T})\}$, $\{f_\alpha^{(e)}(\hat{T})\}$. Тепер матриці $[c^{(e)}]$, $[k_\lambda^{(e)}]$, $[k_\alpha^{(e)}]$ та вектори $\{f_{q_v}^{(e)}\}$, $\{f_\alpha^{(e)}\}$ СЕ потребують тільки одноразового обчислення на початку ітераційного розв’язання задачі. В результаті виконаних перетворень (7)–(9) та переходом до ентальпійної форми запису система дискретних рівнянь МСЕ (6) приймає вигляд

$$\begin{aligned} \sum_{e=1}^M \left\{ -[c^{(e)}] \frac{\{\hat{h}^{(e)}\} - \{h^{(e)}\}}{\Delta \tau} - ([k_\lambda^{(e)}] \lambda(\hat{T}_m^{(e)}) + [k_\alpha^{(e)}] \alpha(\hat{T}_m^{(e)})) \{\hat{T}^{(e)}\} + \right. \\ \left. + \{f_{q_v}^{(e)}\} q_v(\hat{T}_m^{(e)}) + \{f_\alpha^{(e)}\} \alpha(\hat{T}_m^{(e)}) T_p - \{f_q^{(e)}\} \right\} = 0, \end{aligned} \quad (10)$$

де $h(T) = \int_{T_{\text{ref}}}^T c_p(T) \rho(T) dT$ – об’ємна ентальпія, Дж/м³; T_{ref} – температура відліку, К; $\hat{h}^{(e)}$ і $h^{(e)}$ – значення об’ємної ентальпії СЕ на верхньому та нижньому часових рівнях, відповідно, Дж/м³; $\{f_{q_v}^{(e)}\} = \int_{V^{(e)}} [N]^T dV$; $\{f_\alpha^{(e)}\} = \int_{S^{(e)}} [N]^T dS$.

У системі рівнянь (10) вектор $\{f_q^{(e)}\}$ не зазнав перетворення оскільки не має залежності від температури.

Після часткової лінеаризації за методом Ньютона [21] система дискретних рівнянь (10) набуває вигляду

$$\begin{aligned} \sum_{e=1}^M \left\{ [k_\lambda^{(e)}] \left(\frac{\partial \lambda^{(e)}(\hat{T}^k)}{\partial T} \hat{T}^k + \lambda^{(e)}(\hat{T}^k) \right) + [k_\alpha^{(e)}] \left(\frac{\partial \alpha^{(e)}(\hat{T}^k)}{\partial T} \hat{T}^k + \alpha^{(e)}(\hat{T}^k) \right) + \right. \\ \left. + [c^{(e)}] \frac{c_p^{(e)}(\hat{T}^k) \rho^{(e)}(\hat{T}^k)}{\Delta \tau} - \{f_\alpha^{(e)}\} \left\{ \frac{\partial \alpha^{(e)}(\hat{T}^k)}{\partial T} \right\}^T T_p - \{f_{q_v}^{(e)}\} \left\{ \frac{\partial q_v^{(e)}(\hat{T}^k)}{\partial T} \right\}^T \right\} \{\delta \hat{T}^{k+1}\} = \sum_{e=1}^M \{f^{(e)}\}, \end{aligned} \quad (11)$$

де $\{f^{(e)}\} = -[c^{(e)}] \frac{\{\hat{h}^{(e)}(T^k)\} - \{h^{(e)}(T)\}}{\Delta\tau} - ([k_\lambda^{(e)}]\lambda(\hat{T}^k) + [k_\alpha^{(e)}]\alpha(\hat{T}^k))\{\hat{T}^k\} +$
 $+ \{f_{q_v}^{(e)}\}q_v(\hat{T}_m^k) + \{f_\alpha^{(e)}\}\alpha(\hat{T}_m^k)I_p - \{f_q^{(e)}\}$ – вільний член системи рівнянь; $\{\delta\hat{T}^{k+1}\}$ –
 вектор нев'язки за температурою; k – номер ітерації на кожному кроці
 інтегрування за часом.

Систему рівнянь (11) можна також переписати відносно вузлових невідомих $\delta\hat{T}$.
 Наприклад, у разі нелінійності, що викликана температурною залежністю
 $c_p, \rho, \lambda, \alpha$, будемо мати таку систему лінеаризованих рівнянь

$$[A_{ij}]\{\delta T_j\} = \{B_i\}, \quad i, j = \overline{1, N}, \quad (12)$$

де $[A_{ij}] = [k_{\lambda ij}] \left(\frac{\partial \lambda(\hat{T}_j^k)}{\partial T} \hat{T}_j^k + \lambda(\hat{T}_j^k) \right) + [k_{\alpha ij}] \left(\frac{\partial \alpha(\hat{T}_j^k)}{\partial T} \hat{T}_j^k + \alpha(\hat{T}_j^k) \right) + [c_{ij}] \frac{c_p(\hat{T}_j^k)\rho(\hat{T}_j^k)}{\Delta\tau} -$
 $- \{f_{\alpha i}\} \left\{ \frac{\partial \alpha(\hat{T}_j^k)}{\partial T} \right\} T_p$ – матриця системи, що відповідає глобальним номерам вузлів;
 $\{B_i\} = \sum_{e=1}^M \left[-[c^{(e)}] \frac{\{\hat{h}^{(e)}(T^k)\} - \{h^{(e)}(T)\}}{\Delta\tau} - ([k_\lambda^{(e)}]\lambda(\hat{T}^k) + [k_\alpha^{(e)}]\alpha(\hat{T}^k))\{\hat{T}^k\} + \right.$
 $\left. + \{f_{q_v}^{(e)}\}q_v + \{f_\alpha^{(e)}\}\alpha(\hat{T}_m^k)I_p - \{f_q^{(e)}\} \right]$ – вектор вільних членів відносно глобальних
 номерам вузлів.

Матриця $[A_{ij}]$ є розрідженою, тому для її формування та подальшого
 розв'язання системи лінійних алгебричних рівнянь (12) зазвичай
 використовується, наприклад, стрічкова її форма [22], що значно мінімізує вимоги
 до обчислювальних ресурсів.

Система лінеаризованих рівнянь (12) на кожному кроці ітерацій
 розв'язується відносно $\{\delta\hat{T}_j^{k+1}\}$, а шукана температура у вузлах розрахункової
 сітки визначається за формулою

$$\{\hat{T}_i^{k+1}\} = \{\hat{T}_i^k\} + \{\delta\hat{T}_i^{k+1}\}, \quad i = \overline{1, N}, \quad (13)$$

де N – кількість вузлів у розрахунковій області.

Критерієм отримання числового розв'язку вихідної задачі на кожному
 часовому кроці є виконання умови

$$|\delta\hat{T}_i^{k+1}| \leq \varepsilon_T, \quad i = \overline{1, N}, \quad (14)$$

де ε_T – задана точність розрахунку поля температури, К.

Висновки до розділу 3

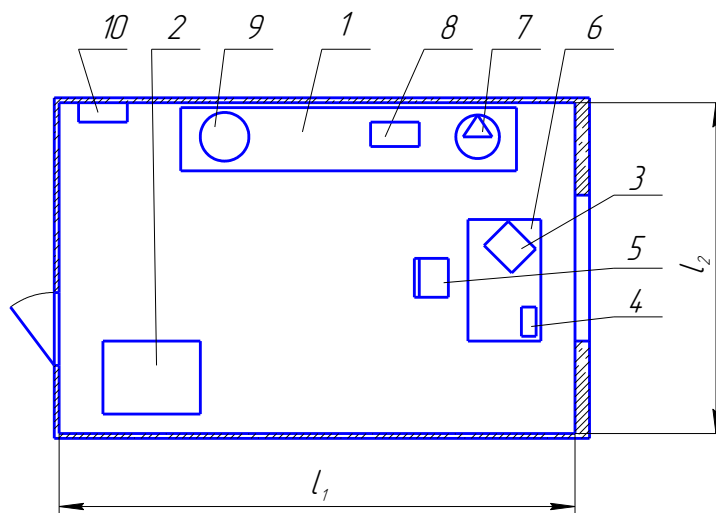
1. Проведено цикл експериментальних досліджень впливу ряду характеристик металевих пористих структур волокнистої будови на інтенсивність двофазного теплообміну при кипінні води на поверхнях в умовах, типових для функціонування теплових труб термосифонів.
2. Отримано емпіричні залежності, які дозволяють визначати коефіцієнти тепловіддачі для досліджених умов двофазного теплообміну.
3. Спрощено формулу для розрахунку теплового потоку та підтверджено її доцільність та коректність.
4. В результаті проведених патентних пошуків та аналізу отриманих експериментальних результатів запропоновано нове технічне рішення, яке може бути застосоване в розробках нових конструкцій видувних прес-форм. Подано заявку на корисну модель.

4 ОХОРОНА ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКИ В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Вимоги щодо безпеки проведення експлуатації експериментальної установки

Тема магістерської дисертації : «Експериментальна установка призначена для дослідження впливу параметрів і характеристик капілярних структур на коефіцієнти теплопровідності λ_k пористих матеріалів. Її робота полягає в наступному: тепловий потік, створюваний електронагрівачем, проходить через мідний блок, дослідний зразок КС, потім відводиться охолоджуючою водою.

План лабораторії представлений на рис. 4.1. Загальна площа $S = l_1 \cdot l_2 = 5 \cdot 4 = 20 \text{ м}^2$; $V = 5 \cdot 4 \cdot 3 = 60 \text{ м}^3$. По нормах на одне робоче місце – площа $S = 6 \text{ м}^2$, об'єм $V = 19,5 \text{ м}^3$. Таким чином приміщення лабораторії задовольняє зазначеним вище нормам за умови, що в ньому одночасно при проведенні досліджень буде перебуває не більше двох чоловік.



1 – експериментальна установка; 2 – шафа; 3 – комп'ютер; 4 – принтер;

5 – стілець; 6 – стіл; 7 – насос; 8 – блок електронагрівників; 9 – робоча ділянка (докладніше в розділі 3); 10 – щит електросилової розподільний.

Рисунок 4.1 - Схема приміщення лабораторії

Виходячи з наведеного обладнання, що буде експлуатуватись при реалізації мети дипломної роботи можуть виникати наступні потенційно шкідливі та небезпечні виробничі фактори по ГОСТ 12.0.003-74:

- підвищений рівень шуму;
- електронебезпека;
- порушення освітленості приміщення лабораторії;
- повітря робочої зони;
- пожежна безпека.

Нижче наведені результати аналізу наведених факторів та заходи, які виключають або зменшують їх шкідливі дії на організм людини.

4.2 Технічні рішення для забезпечення електробезпеки при експлуатації електрообладнання

Згідно вимоги до проектуванню експериментальної установки з дотриманням безпеки й ергономіки при проведенні досліджень наступні:

а) конструкція експериментальної установки, її розміри й розташування окремих вузлів, блоків і деталей, розташування контрольно-вимірювальних приладів відповідають необхідним для комфортної роботи ергономічним вимогам і забезпечення безпеки при проведенні досліджень;

б) при проектуванні експериментальної установки передбачена можливість безпечного й зручного монтажу (демонтажу), проведення технічного обслуговування (у тому числі з поповненням витратними матеріалами) її окремих вузлів і контрольно-вимірювальних приладів;

в) експериментальна установка повинна розташовуватися відповідно необхідним нормам, у спеціально призначених для проведення таких науково-дослідних робіт приміщеннях, що забезпечують необхідний рівень

безпеки при виникненні можливих аварійних ситуацій при проведенні досліджень.

Електричне живлення окремих вузлів і блоку, контрольно-вимірювального приладу (контрольно-сигналізуючого приладу потенціометра КСП-012-УХЛ 4.2 ГОСТ 7164-78), що входять до складу експериментальної установки, а також комп'ютера (системного блоку, монітора) і принтера здійснюється від чотирьохпровідної трифазної мережі із глухо заземленою нейтраллю (380х220 У).

Мережа задовольняє вимогам інструкції із проектуванню електропостачання громадських будинків. У відповідності з ГОСТ 12.1.038-82 допустима напруга торкання і струм безпечні для людини:

- напруга (змінний струм, 50 Гц) – 2 V;
- струм (змінний струм, 50 Гц) – 0,3 мА.

Приміщення лабораторії сухе ($\varphi \leq 60\%$), нежарке ($t \leq 35\text{ }^{\circ}\text{C}$). У приміщенні відсутні конденсація або скупчування вологи на поверхнях устаткування й будівельних конструкцій, струмопровідний пил. Також приміщення має неагресивні хімічну й біологічну середовища. Однак, в приміщенні використовується струмонепровідна підлога (паркет), а також існує можливість одночасного контакту людини, що проводить дослідження, з корпусом одного із споживачів електроенергії, який може бути під напругою в результаті пробою в ізоляції. Отже, приміщення будівлі відноситься до категорії приміщень із підвищеною небезпекою електротравматизму, що має контакт із землею, металоконструкції.

З метою захисту осіб, які будуть проводити експеримент, від ураження електричним струмом передбачаються наступні міри електробезпеки.

а) кабелі, що підводять електроенергію, до споживачів експериментальної установки й комп'ютерної техніки електроізолювані. Вибір ізоляції здійснюється з розрахунку не менш 1 кОм на 1 В напруги. Таким чином, кабелі підключення споживачів експериментальної установки й комп'ютерної техніки до електромережі виконані в посиленому ізоляційному покритті з опором не менш 220

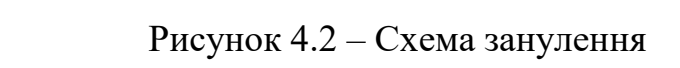
кОм. Опір електроізоляції повинен бути проконтрольований при приймально-здавальних випробуваннях або пройти контроль після проведення ремонтних робіт на установці;

б) Проводка загальної мережі ізолювана, відповідно до вимог інструкції із проектуванню електропостачання. Проводка загальної мережі виконана в ізоляційному покритті з опором не менш 220 кОм й схована в цегельній стіні під не струмопровідною штукатуркою на основі алебастру;

в) В електроспоживачах експериментальної установки та комп'ютерній техніці нормально струмоведучі частини ізолювані, конструкції споживачів в експериментальній установці, комп'ютера й принтера такі (закриті клемні з'єднання, застосування спеціально закритих нормально струмонепровідних корпусів), що користувач не має прямого доступу або можливості дотику до нормально струмоведучих частин у перерахованому вище;

г) Як засоби орієнтування, застосовані: відповідне кольорове маркування ізоляції кабелів, що підводять до споживачів електроенергію, вказівники робочих напруг струму й правил користування окремими вузлами й контрольно-вимірювальним приладом на відповідних табличках, прикріплених над ними, які повинні виключити помилкові дії провідні дослідження.

Оскільки в лабораторії використається чотирьохпровідна трифазна мережа із глухо заземленою нейтраллю (380х220 В), а приміщення відноситься до категорії приміщень із підвищеною небезпекою електротравматизму, то зануленню підлягають металеві нормально неструмоведучі частини використовуваного устаткування експериментальної установки, які через несправність електроізоляції можуть виявитися під напругою й до яких можливий дотик людей. Таким чином, зануленню підлягають корпуса насоса, потенціометра, системного блоку комп'ютера, а також металевої несучої опори ємності, у якій розміщені ТЕНи. Занулення виконується надійним з'єднанням нульовим проведенням нормально неструмоведучих частин перерахованого вище устаткування й конструкцій із заземленим нульовим проведенням у щитовий. При цьому опір нульового проведення вибирається не більш ніж в 2 рази перевищуючий опір фазового



DOI: 10.1002/eqm2.2360426

- температурою повітря t , $^{\circ}\text{C}$;

- Роботи інженера-дослідника проводяться сидячи

період року, видалення надлишкового тепла й вологи шляхом організації раціональної вентиляції.

Оптимальні величини температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень наведені в таблиці 5.1.

Фактичне значення температури повітря в теплий період 24°C, в холодний 22°C, відносна вологість повітря < 60 %, швидкість руху повітря < 0,2 м/с, таким чином, параметри мікроклімату в лабораторії відповідають вимогам санітарних норм мікроклімату виробничих приміщень.

Використовується природна вентиляція приміщення лабораторії через передбачену архітектурним проектом вентиляційну шахту й, при необхідності, провітрювання приміщення через віконну фрамугу.

Отже, можна зробити висновок про те, що склад повітряного середовища в приміщенні задовольняє санітарним нормам.

Таблиця 4.1 – Оптимальні параметри мікроклімату в приміщенні лабораторії

Період року	Категорія робіт	Температура повітря	Відносна вологість	Швидкість руху, м/сек.
Холодний період року	Легка Іа	22 - 24	60 - 40	0,1
	Легка Іб	21 - 23	60 - 40	0,1
Теплий період року	Легка Іа	23 - 25	60 - 40	0,1
	Легка Іб	22 - 24	60 - 40	0,2

За ДСН 3.3.6.042-99 відповідає нормам.

4.4 Вимоги до освітлення

В приміщенні лабораторного стенду передбачене природне, штучне і сумісне освітлення.

Нормоване значення коефіцієнта природного освітлення залежить від характеристики зорових робіт, розміру об'єкту розрізнення, виду системи природного освітлення, наявності снігового покриву, розряду зорових робіт, поясу світлового клімату.

У приміщенні передбачена система одно бокового природного освітлення через застелений віконний проріз. При природному освітленні нормується не абсолютне значення освітленості, а коефіцієнт природного освітлення (КПО).

Згідно ДБН В.2.5-28-06 КПО = 2,1%.

Визначимо необхідну площу світлового прорізу, який забезпечує нормативне значення КПО в робочій зоні дослідника:

$$S_{ок} = \frac{0,5 \cdot 1,5 \cdot 7}{0,8 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 1,1} \cdot 1,2 \cdot \frac{30}{100} = 2,9 м^2 \quad (4.1)$$

Під час недостатнього природного освітлення в приміщенні використовується система штучного освітлення, з метою забезпечення необхідних гігієнічних норм при проведенні робіт, пов'язаних з дослідженнями на експериментальній установці.

Нормовані значення параметрів штучного освітлення:

- освітленість E, лм;
- показник дискомфорту M, %;
- коефіцієнт пульсації освітленості (при використанні газорозрядних ламп) k_n , %;

Відповідно до норм проектування освітленість при загальному штучному освітленні для розряду зорових робіт - IV, підрозряду - г повинна становити - 150 лм.

Необхідно визначити потужність ламп, які будуть використатися в приміщенні. Розрахунок проведемо методом світлового потоку залежно від виду приміщення й розряду робіт.

При існуючих нормованих параметрах одна лампа повинна забезпечити світловий потік

$$\Phi = \frac{E_n \cdot S \cdot k}{\eta \cdot N}, \quad (4.2)$$

де E_n – нормована освітленість, лм; S – площа приміщення, m^2 ; k – коефіцієнт запасу; z – коефіцієнт, що враховує нерівномірність освітлення; η – коефіцієнт, що враховує зменшення освітленості за рахунок поглинання світла; N – кількість джерел.

Коефіцієнта запасу залежно від відношення відстані між джерелами до висоти підвісу має значення $k = 1,5$. Коефіцієнт нерівномірності освітлення $z = E_{cp}/E_{min} = 1,5$.

Коефіцієнт, що враховує збільшення освітленості за рахунок відбиття залежить від коефіцієнтів випромінювання стелі, стін, робочих поверхонь, показника приміщення. Коефіцієнти відбиття для стін і стелі: $\rho_z = \rho_n = 0,7$ (білі).

Знаючи I , ρ_z , ρ_n визначаємо коефіцієнт, що враховує зменшення освітленості за рахунок поглинання світла $\eta = 0,6$.

Тоді світловий потік однієї лампи:

$$\Phi = \frac{150 \cdot 30 \cdot 1,5 \cdot 1,5}{0,6 \cdot 6} = 2812 \text{ лм.} \quad (4.3)$$

По вибираємо лампи з потужністю рівної 200 Вт і $E_n = 150$ лм. Для цього використовують системи загального рівномірного висвітлення з люмінесцентними лампами ЛБ40. Застосовувані газорозрядні лампи мають більш тривалий термін служби в порівнянні з лампами накаливання й стійко працюють при зниженні напруги змінного струму до значення нижче, ніж 90 % від номінального.

Таким чином, у приміщенні для забезпечення нормальної роботи застосовується система штучного освітлення із шістьма лампами ЛБ40 $E_\phi = 200$ лм з розташуванням їх на стелі приміщення лабораторії.

4.5 Виконання вимог щодо пожежної безпеки

Однією з основних складових безпеки життєдіяльності є створення ряду технічних рішень та організації заходів з пожежної безпеки.

В лабораторії перебувають наступні пожежонебезпечні матеріали: дерев'яні покриття підлог (паркет), дерев'яні віконні рами, столи, стільці, шафа, корпуси й деталі монітора, комп'ютера й принтера, виготовлені із пластмаси. Залежно від характеристики використовуваних речовин і матеріалів, виду виробництва приміщення лабораторії згідно ставляться до категорії В (горючі і важкогорючі речовини й матеріали, здатні при взаємодії з киснем повітря тільки горіти), відповідно до правил пристрою електроустановок клас пожежонебезпеки П-Па (простір у приміщеннях, у яких перебувають тверді горючі речовини й матеріали).

Найбільш частими причинами пожеж є:

- порушення правил пожежної безпеки;
- порушення правил експлуатації електроустановок;
- паління в місцях, не призначених для цього.

Передбачено наступні міри:

- кабелі електропроводки й підключення споживачів вибираються відповідно до струмового навантаженням щоб уникнути їхнього сильного нагрівання, із важкогорючою ізоляцією;

- використовуються спеціальні знаки пожежної безпеки: заборонні, попереджувачі й вказівні, що розташовуються відповідно в місцях, де заборонені дії з боку провідного дослідження, які можуть привести до можливого виникнення пожежі, у місцях, з підвищеною небезпекою виникнення пожежі, а також біля виходу із приміщення й засобів пожежогасіння;

- використовуються спеціальні іскрозахисні закриті клемні з'єднання нормально струмоведучих частин у вузлах і контрольно-сигнальному приладі а також комп'ютерній техніці;

- розміщення безпосередньо в приміщенні лабораторії переліку необхідних норм і правил пожежної безпеки при технічному обслуговуванні електроустаткування;

- належне охолодження тепловиділяючих складових частин комп'ютерної техніки, як захист їх від перегріву а отже самозаймання.

В приміщенні кабельні комунікації мають II ступінь вогнестійкості з межею вогнестійкості 0,75 ч. У складі повітря приміщення немає ніяких вибухонебезпечних паро- і газоповітряних сумішей. Для евакуації із приміщення лабораторії використається один вихід, подальший шлях евакуації людей при пожежі відповідно до схеми евакуації для поверху, наявної у вхідних дверей у лабораторію. В приміщенні є план евакуації. Мінімальний час евакуації, ширина евакуаційних виходів та проходів відповідає вимогам СНІП 2.01.02-85, СНІП 2.09.02-85.

Відповідно до вимог, розглянуте приміщення категорії “В” не входить у перелік приміщень, що підлягають устаткуванню автоматичними установками пожежогасіння. Із засобів пожежогасіння в приміщенні необхідно мати вогнегасники типу ОУ-8 ГОСТ 7276-77. Їх кількість, розташування та умови зберігання відповідають ДСТУ 3675-98.

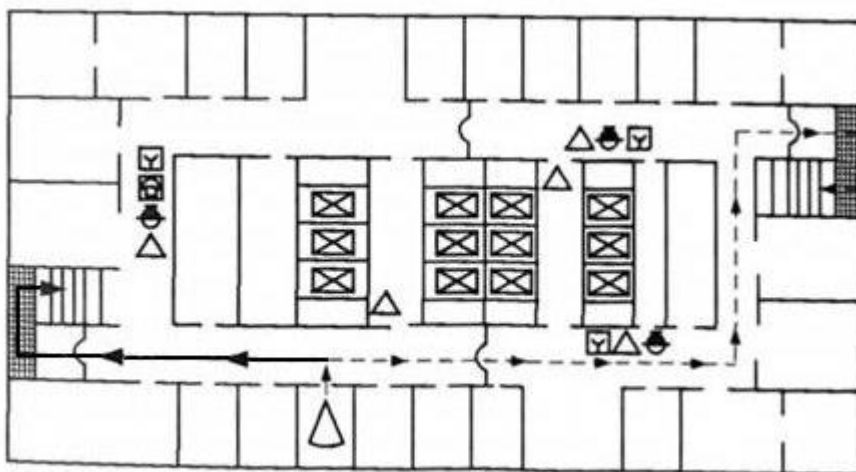


Рис. 4.3 – План евакуації при пожежі

Таблиця 4.2 – Основні умовні графічні пожежні позначення

Найменування	Графічний символ	Найменування	Графічний символ
Основний евакуаційний шлях		Вогнегасники:	
Запасний евакуаційний шлях		переносний	
Знак просторової орієнтації "Ви знаходитесь тут"		пересувний	
Вихід на сходову клітку на поверсі		пінний	
Стаціонарні сходи біля будівлі		вуглекислотний	
Ліфт (шахта)		порошковий	
Телефон		Установки пожежогасіння:	
Сповіщувач пожежний ручний		з автоматичним пуском	
Установка пожежної сигналізації (загальне позначення)		з ручним пуском	
		Внутрішній пожежний кран	
Оповіщувач пожежний звуковий (сирена)		Пожежний гідрант	

5 РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП-ПРОЕКТУ

Стартап як форма малого ризикового (венчурного) підприємництва впродовж останнього десятиліття набула широкого розповсюдження у світі через зниження бар'єрів входу в ринок (із появою Інтернету як інструменту комунікацій та збуту стало простіше знаходити споживачів та інвесторів, займатись пошуком ресурсів, перетинати кордони між ринками різних країн), і вважається однією із наріжних складових інноваційної економіки, оскільки за рахунок мобільності, гнучкості та великої кількості стартап-проектів загальна маса інноваційних ідей зростає. Проте створення та ринкове впровадження стартап-проектів відзначається підвищеною мірою ризику, ринково успішними стає лише невелика частка, що за різними оцінками складає від 10% до 20%. Ідея стартап-проекту, взята окремо, не вартує майже нічого: головним завданням керівника проекту на початковому етапі його існування є перетворення ідеї проекту у працюючу бізнес-модель, що починається із формування концепції товару (послуги) для визначеної клієнтської групи за наявних ринкових умов.

Розроблення стартап-проекту присвячено реалізації першого етапу розроблення стартап-проекту, а саме висвітленню маркетингових аспектів створення стартапу: відбору ідей, створенню концепції продукту, визначення перспектив ринкової реалізації проекту та розроблення маркетингової стратегії.

5.1 Опис проекту модернізації пресформ

Ідеєю стартап-проекту є модернізація вже існуючих видувних прес-форм за рахунок впровадження в конструкцію теплових труб для підвищення ізоtermічності поверхонь дотику прес-форми та полімеру.

Можливі напрямки застосування: підприємства, які виробляють полімерну тару або безпосередньо на лініях розливу виробників продовольчої продукції.

Основні вигоди, що може отримати користувач від даної технології :

1. Рівномірне розподілення температурі по всій довжині прес-форми.
2. Можливість усунення різнотовщинності по краям, тим самим покращити технологічний процес виготовлення тари.

3. За рахунок зменшення різниці температури в критичних точках зменшується кількість браку продукції.

Запропонована конструкція для рівномірного охолодження прес-форми відрізняється від існуючих аналогів тим, що при використанні даного пристрою досягається рівномірність розподілу тепла по всій поверхні дотику прес-форми та полімерного розплаву під час формування тари.

У таблиці 5.1 наведені сильні та слабкі характеристики ідеї проекту.

Таблиця 5.1 - Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї проекту

№ п/п	Техніко-економічні характеристики ідеї	(Потенційні) товари/концепції конкурентів			W (слабка сторона)	N (нейтральна сторона)	S (сильна сторона)
		Мій проект	Конкурент 1	Конкурент 2			
1.	Розрівнювання температур у критичних зонах прес-форми				+		
2.	Зменшення кількості браку за рахунок дотримання рівнотовщинності стінок тари				+		

Визначений перелік слабких, сильних та нейтральних характеристик та властивостей ідеї потенційного товару є підґрунтям для формування його конкурентоспроможності.

5.2 Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту

Визначення ринкових можливостей, які можна використати під час ринкового впровадження проекту, та ринкових загроз, які можуть перешкодити реалізації проекту, дозволяє спланувати напрями розвитку проекту із урахуванням стану ринкового середовища, потреб потенційних клієнтів та пропозицій проектів-конкурентів.

Визначаємо потенційні групи клієнтів, їх характеристики, та формуємо орієнтовний перелік вимог до товару для кожної групи (табл. 5.2).

Таблиця 5.2 - Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

№ п/п	Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія (цільові сегменти ринку)	Вимоги споживачів до товару
	Підвищення якості виготовлення полімерної тари	Пакувальна індустрія, підприємства які виготовляють у полімерну тару, розливають кінцевий продукт безпосередньо на виробництві.	Дотримання встановлених норм по рівнотовщинності стінок тари

Після визначення потенційних груп клієнтів проводиться аналіз ринкового середовища. Тому складаємо таблиці факторів, що сприяють ринковому впровадженню проекту, та факторів, що йому перешкоджають (табл. № 5.3).

Таблиця 5.3 - Фактори загроз

№ п/п	Фактор	Зміст загрози	Можлива реакція компанії
1	Економічне відкриття кордонів	Прихід сучасних технологій	Використання нових технологій
2	Зростання інфляції	Падіння платоспроможності в тому числі і підприємств з якими співпрацюємо	Гнучке ціноутворення

Таблиця 5.4 - Фактори можливостей

№ п/п	Фактор	Зміст можливості	Можлива реакція компанії
1	Політика протекціонізму	Захист вітчизняного виробника внаслідок чого буде розвиватися галузь споживач стартапу.	Залучення у коло споживачів споріднених галузей
2	Стимулювання розвитку інноваційного підприємництва	Зменшення податкового тиску на стартапи.	Масштабування стартапу

Проводимо аналіз пропозиції: визначаємо загальні риси конкуренції на ринку (табл. 5.5).

Таблиця 5.5 - Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Особливості конкурентного середовища	В чому проявляється дана характеристика	Вплив на діяльність підприємства (можливі дії компанії, щоб бути конкурентоспроможною)
1. Тип конкуренції	Олігополія	Диференціація у маркетингових підходах у взаємодії із споживачами
2. Рівень конкурентної боротьби	Національний рівень конкурентної боротьби	Відповідність технології та якості продукту вимогам законодавства України
3. За галузевою ознакою	Міжгалузева	Урахування особливостей конкурентного середовища у кожній галузі з якою взаємодіє стартап.
4. Конкуренція за видами товарів	Товарно-видова конкуренція	Відстеження тенденцій на ринку з можливістю появи на ринку продуктів-замінників.
5. За характером конкурентних переваг	цінова / нецінова	1. Гнучке ціноутворення з урахуванням динаміки попиту. 2. Удосконалення технології, що спрямована на підвищення базових переваг.

6. За інтенсивністю	Не марочна інтенсивність	Забезпечення масштабованості стартапу в найближчій перспективі для створення стійкого сприйняття стартапу як окремої бізнес одиниці.
---------------------	--------------------------	--

Фінальним етапом ринкового аналізу можливостей впровадження проекту є складання SWOT-аналізу (матриці аналізу сильних та слабких сторін, загроз та можливостей (табл. 6.6)).

Перелік ринкових загроз та ринкових можливостей складається на основі аналізу факторів загроз та факторів можливостей маркетингового середовища. Ринкові загрози та ринкові можливості є наслідками (прогнозованими результатами) впливу факторів, і, на відміну від них, ще не є реалізованими на ринку та мають певну ймовірність здійснення.

Таблиця 5.6 - SWOT- аналіз стартап-проекту

<p>Сильні сторони:</p> <ul style="list-style-type: none"> • контроль за здійсненням витрат, пошук можливостей щодо їхнього зниження; • інвестиційна привабливість підприємства; • зважена цінова політика; • врахування потреб споживачів. 	<p>Слабкі сторони:</p> <ul style="list-style-type: none"> • частка ринку; • результативність рекламної політики; • організація системи комунікацій.
<p>Можливості:</p> <ul style="list-style-type: none"> • зростання грошових доходів населення; • застосування сучасних технологій організації товароруху; • впровадження різних форм організації торгівлі. 	<p>Загрози:</p> <ul style="list-style-type: none"> • недосконалість та змінюваність законодавства; • інфляційні процеси; • високий рівень безробіття.

На основі SWOT-аналізу розробляються альтернативи ринкової поведінки (перелік заходів) для виведення стартап-проекту на ринок та орієнтовний оптимальний час їх ринкової реалізації з огляду на потенційні проекти конкурентів, що можуть бути виведені на ринок.

Визначені альтернативи аналізуються з точки зору строків та ймовірності отримання ресурсів (табл. 5.7).

Таблиця 5.7 - Альтернативи ринкового впровадження стартап-проекту

№ п/п	Альтернатива (орієнтовний комплекс заходів) ринкової поведінки	Ймовірність отримання ресурсів	Строки реалізації
1	Стратегія нейтралізації ринкових загроз сильними сторонами стартапу.	вище середньої	1 рік
2	Стратегія підсилення сильних сторін за рахунок ринкових можливостей.	висока	6 місяців
3	Стратегія компенсації слабких сторін наявними ринковими можливостями.	середня	2 роки
4	Стратегія виходу з ринку	низька	не має

Обираємо стратегію нейтралізації ринкових загроз сильними сторонами стартапу.

5.3 Розроблення ринкової стратегії проекту

Розроблення ринкової стратегії передбачає визначення стратегії охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів (табл. 5.7).

Таблиця 5.7 - Вибір цільових груп потенційних споживачів

№ п/п	Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів	Готовність споживачів сприйняти продукт	Орієнтовний попит в межах цільової групи (сегменту)	Інтенсивність конкуренції в сегменті	Простота входу у сегмент
	Підприємства які орієнтовані на виготовленні полімерної тари	висока	специфічний	низька	високий бар'єр входу у галузь

Проаналізувавши потенційні групи споживачів обираємо цільові групи та визначаємо стратегію охоплення ринку. Оскільки компанія працює із кількома сегментами, розробляючи для них окремо програми ринкового впливу, то використовуємо стратегію диференційованого маркетингу. Для роботи в обраних сегментах ринку сформулюємо базову стратегію розвитку (табл. 5.8).

Таблиця 5.8 - Визначення базової стратегії розвитку

№ п/п	Обрана альтернатива розвитку проекту	Стратегія охоплення ринку	Ключові конкурентоспроможні позиції відповідно до обраної альтернативи	Базова стратегія розвитку
1	Стратегія диференціації			

На основі вимог споживачів з обраних сегментів до постачальника (стартап-компанії) та до продукту, а також в залежності від обраної базової стратегії розвитку та стратегії конкурентної поведінки розробляємо стратегію позиціонування (табл. 5.9). що полягає у формуванні ринкової позиції (комплексу асоціацій), за яким споживачі мають ідентифікувати торгівельну марку/проект.

Таблиця 5.9 - Визначення стратегії позиціонування

№ п/п	Вимоги до товару цільової аудиторії	Базова стратегія розвитку	Ключові конкурентоспроможні позиції власного стартап-проекту	Вибір асоціацій, які мають сформувати комплексну позицію власного проекту (три ключових)
	Рівномірний розподіл тепла по всій висоті прес-форми	Стратегія диференціації	<ul style="list-style-type: none"> Рівномірний розподіл тепла у зоні контакту тари з прес-формою. 	<ul style="list-style-type: none"> Розподіл тепла по довжині Зменшення теплових втрат Уникнення різнотовщинності

5.4 Розроблення маркетингової програми стартап-проекту

Першим кроком є формування маркетингової концепції товару, який отримає споживач. Для цього у табл. 5.10 підсумовуємо результати попереднього аналізу конкурентоспроможності товару.

Таблиця 10 - Визначення ключових переваг концепції потенційного товару

№ п/п	Потреба	Вигода, яку пропонує товар	Ключові переваги перед конкурентами (існуючі або такі, що потрібно створити)
	Рівномірний розподіл тепла по висоті прес-форми	Вище теплопровідність	Вища ніж у конкурентів
		Товщина стінок тари	Зменшення теплових втрат

Наукові дослідження покладені в ідею стартап-проекту захищені патентом на корисну модель відповідно до захисту прав інтелектуальної власності.

Останньою складової маркетингової програми є розроблення концепції маркетингових комунікацій, що спирається на попередньо обрану основу для позиціонування, визначену специфіку поведінки клієнтів (табл. 5.11).

Таблиця 5.11 - Концепція маркетингових комунікацій

№ п/п	Специфіка поведінки цільових клієнтів	Канали комунікацій, якими користуються цільові клієнти	Ключові позиції, обрані для позиціонування	Завдання рекламного повідомлення
1	Обережний вибір потенційних контрагентів, що зумовлено особливістю ринку	Інтернет-розсилки	Технологія	Привернути увагу до нової технології охолодження видувних прес-форм
2		Спеціалізовані видання	Технологія	
3		Спеціалізовані виставки, форуми	Технологія	

ВИСНОВКИ

В результаті виконання магістерської дисертації отримані такі основні результати:

1. Досліджено вплив структурних характеристик металоволокнистих капілярних структур на інтенсивність двофазного теплообміну в ТС та ТТ. Отримані графіки залежності коефіцієнту тепловіддачі при різних величинах пористості. Оптимальна пористість МВКС, яка дає найбільшу інтенсивність теплообміну в зонах нагрівання при різних характеристиках ТС і ТТ знаходиться у діапазоні 40-50%. Якщо товщина КС більша за 1,5 мм, то для такого режиму оптимальним буде пористість 60-80%.
2. Досліджено вплив характеристик металоволокнистих капілярних структур на інтенсивність двофазного теплообміну в ТС та ТТ. Отримана залежність інтенсивності двофазного теплообміну від товщини капілярної структури. Найбільша інтенсивність двофазного теплообміну в ТС та ТТ досягається при товщині КС в діапазоні 0,2 – 0,8 мм.
3. Досліджено вплив теплофізичних характеристик металоволокнистих структур на інтенсивність двофазного теплообміну в ТС та ТТ. Встановлено що високотеплопровідні (мідні) капілярні структури забезпечують високі значення коефіцієнтів тепловіддачі.
4. Виконані у роботі дослідження дозволяють кількісно оцінити вплив характеристик і параметрів металоволокнистих пористих матеріалів (капілярних структур) на інтенсивність теплообміну в зонах нагрівання ефективних двофазних теплопередавальних пристроїв – теплових труб
5. Отримані в роботі результати є важливими для конструювання вітчизняних термосифонів та теплових труб.
6. На основі отриманих результатів подано заявку на нову конструкцію валків, призначених для пристроїв хімічного обладнання.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Чи, С. Тепловые трубы. Теория и практика [Текст] / С.Чи – М.: Машиностроение, 1981. – 208 с.
2. Шпильрайн, Э.Э. Тепловые трубы [Текст] / Ред Э.Э.Шпильрайн – М.: Мир, 1972. – 420 с.
3. Дан П., Рэй Д. Тепловые трубы. - М.: Энергия, 1979. – 272 с.
4. Ивановский М. Н., Сорокин В. П., Чулков Б. А., Ягодкин И. В. Технологические основы тепловых труб. - М.: Атомиздат, 1980. – 160 с.
5. Тьен К.А., Рохани А. Р. Теория тепловых труб с двухкомпонентным рабочим телом. Теплопередача. Труды Америк. Об-та инженеров-механиков. Серия С, 1972, т. 94, №4, с.157 -164.
6. Г.В. Самсонов, С. Я. Плоткин, Производство железного порошка, Металлургиздат, 1957.
7. А. Ф. Силаев, Порошковая металлургия, Труды научно – технической сессии, Металлургиздат, 1954 – 92 с.
8. Бальшин М.Ю. Научные основы порошковой металлургии и металлургии волокна. – М. Металлургия, 1972. – 335 с.
9. Косторнов, А.Г. Особенности процессов спекания пористых изделий из металлических волокон. / Косторнов А.Г., Федорова Н.Е. Чернышов Л.И. // Порошковая металлургия. – 1981, №11. – с. 21-22.
10. Косторнов, А.Г. Проницаемые металлические волокнистые материалы [Текст] / Косторнов А. Г. – К.: Техніка, 1983. – 128 с.
11. Воронин В.Г. Низкотемпературные тепловые трубы для летательных аппаратов./ Ревякин А.В., Сасин В.Я. и др. – М. Машиностроение 1976г. 198 с.
12. Семена, М.Г. Тепловые трубы с металловолокнистыми структурами / Семена М.Г., Гершуни А.Н., Зарипов В. К. – К.: Техніка, 1984. – 282 с.
13. Основи охорони праці: Підручник. 2-ге видання, доповнене та перероблене. / За ред. К. Н. Ткачука і М. О. Халімовського. — К.: Основа 2006 – 448с.

14. Шаповал, А.А. Исследование интенсивности теплообмена при кипении воды на поверхности с металловолокнистыми пористыми покрытиями / А.А. Шаповал, В.К. Зарипов, М.Г. Семена // Теплоэнергетика, 1983, № 12, с. 63-65.
15. Шаповал А. А., Стрельцова Ю. В. Ресурсні характеристики і технологічні особливості виготовлення низькотемпературних теплових труб // Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. 2015. № 2. С. 7—10.
16. Шаповал А. А., Сауліна Ю. В. (Стрельцова Ю. В.) Капілярно-пористі матеріали для ефективних двофазних теплопередавальних пристроїв // Тенденції та перспективи розвитку науки і освіти в умовах глобалізації: І Міжнар. наук.-практ. конф.: тез. доп. і повід. Переяслав-Хмельницький, 2015. С. 435—438.
17. Шаповал А. А., Стрельцова Ю. В., Панов Є. М. Теплові труби з ефективними капілярними структурами для охолодження приладів // Приладобудування: стан і перспективи: XIV Наук.-техн. конф.: тез. доп. і повід. Київ, 2015. С. 58.
18. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич ; пер. с англ. ; под ред. Б. Е. Победри. — М. : Мир, 1975. — 541 с.
19. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов / Л. Сегерлинд ; пер. с англ. А. А. Шестакова ; под ред. Б. Е. Победри. — М. : Мир, 1979. — 392 с.
20. Карвацький А.Я. Метод скінченних елементів у задачах механіки суцільних середовищ. Програмна реалізація та візуалізація результатів [Текст]: навч. посіб. — К.: НТУУ «КПІ» ВПІ ВПК «Політехніка», 2015. — 392 с.
21. Самарский А. А. Разностные методы решения задач газовой динамики / А. А. Самарский, Ю. П. Попов. — М. : Наука, 1980. — 352 с.
22. Джордж А. Численное решение больших разреженных систем уравнений / А. Джордж, Дж. Лю ; пер. с англ. Х. Д. Икрамова. — М. : Мир, 1984. — 334 с.

ДОДАТКИ

Додаток А
Копії публікацій

До розрахунків граничних теплових потоків при кипінні води на металоволокнистих поверхнях теплових труб

Шаповал А.А., к.т.н., с.н.с., Панов Є.М., д.т.н., проф., Шаповал І.О., магістрант

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», м. Київ

Представлено ряд результатів досліджень впливу характеристик металоволокнистих покриттів-капілярних структур на значення граничних теплових потоків при кипінні води в умовах, типових для функціонування теплових труб низькотемпературного діапазону. Отримані результати узагальнено емпіричною формулою, придатною для відповідних інженерних розрахунків

Двофазні теплопередавальні пристрої (ДТП): теплові труби (ТТ) та їх різновиди – термосифони (ТС) є перспективними елементами для ефективних систем охолодження і термостабілізації теплонапружених вузлів хімічного обладнання. При роботі ТТ в умовах значних густин теплових потоків q [Вт/м²] можливим фактом є виникнення граничних (критичних) режимів теплообміну [1], що здатне вивести системи охолодження з ладу. В результаті експериментальних досліджень авторами отримано експериментальні дані (рис. 1), які ілюструють вплив ряду фізичних характеристик і параметрів мідних волокнистих структур (МВС) на граничні значення густин теплових потоків при кипінні води в умовах, наближених до функціонування ТТ і ТС.

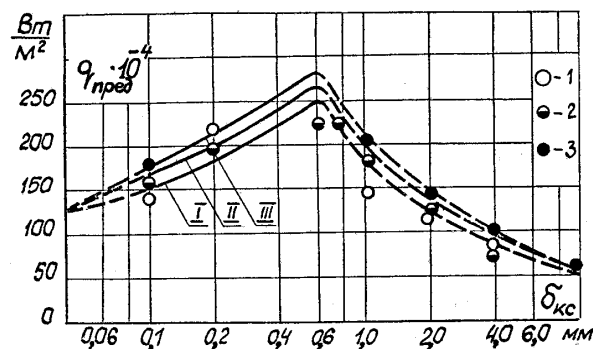


Рис. 1 – Вплив товщини і пористості МВС (40,60,80 %) на граничні теплові потоки при кипінні води

Результати досліджень впливу фізичних характеристик і параметрів МВС на процеси, типові для зон нагрівання теплонапружених ділянок хімічного обладнання, узагальнено у вигляді емпіричної формули, яка враховує майже всі основні чинники, впливаючі на критичні значення густин теплових потоків ($q_{кр}$, Вт/м²), підведених до зон нагрівання ТТ і ТС, при роботі систем охолодження, створених на основі ДТП. Отримана розрахункова емпірична формула має наступний вигляд:

$$q_{кр1} = C \cdot q_{кр1} \cdot \delta^n \cdot \lambda^{0,1} \cdot \Theta^{0,12} \cdot D^{0,2},$$

де: $C = 105$, $n = 0,25$ для товщин МВС $\delta = 0,1 - 0,6$ мм; $C = 0,28$, $n = -0,55$ для $\delta = 0,6 - 5$ мм; λ – теплопровідність МВС; Θ – пористість МВС (від 0,4 до 0,9); D – середній розмір пор МВС; $q_{кр}$ (Вт/м²) – критичне значення густини q при кипінні води на гладких технічних поверхнях.

Список літератури

1. Шаповал, А.А. Исследование интенсивности теплообмена при кипении воды на поверхности с металловолоконистыми пористыми покрытиями / А.А. Шаповал, В.К. Зарипов, М.Г. Семена // Теплоэнергетика, 1983, № 12, с. 63-65.

Influence of physical characteristics and parameters of metal fibrous coatings on the critical values of heat transfer when boiling water on porous surfaces

*Shapoval A.A., Ph.D., Panov E.M., Doctor of Technical Sciences, professor,
Shapoval I.O., master's degree, ash48@ukr.net*

National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv

A series of research results of the influence of characteristics of metal fiber coatings-capillary structures on the value of limit heat fluxes during boiling water in conditions typical for the operation of low-temperature range heat-pipes are presented. The obtained results are summarized by an empirical formula suitable for the corresponding engineering calculations.

Two-phase heat transfer devices (THD): heat pipes (HP) and their variants - thermosyphons (TS) are promising elements for efficient systems of cooling and thermostabilization of heat-stressed units of chemical equipment. When working with HP in conditions of significant density of heat fluxes q [W/m²], the possible fact is the emergence of limit(critical) modes of heat exchange [1], which can lead to failure of the cooling system. As a result of experimental researches of auto-frame, experimental data (Fig. 1) were obtained, which illustrate the influence of a number of physical characteristics and parameters of copper fibrous structures (CFS) on the limit values of heat fluxes density during boiling of water in conditions close to the functioning of HP and TS.

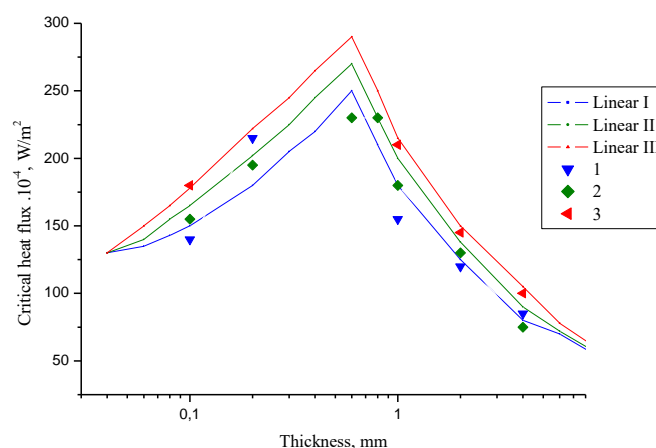


Fig. 1 – Effect of thickness and porosity θ of copper CFS (1 – 40 % ; 2 – 60 % ; 3 – 80%) on the limit heat fluxes during boiling of water

The results of research of the influence of physical characteristics and parameters of the CFS on the processes typical for the heating zones of the heat-stressed areas of chemical equipment are summarized in the form of an empirical

formula that takes into account almost all the main factors influencing the critical values of the densities of heat fluxes (q , W/m²), brought to the zones of heating HP and TS, with the operation of cooling systems created on THD basis. The resulting calculated empirical formula has the following form:

$$Q_{cr1} = C \cdot q_{cr} \cdot \delta^n \cdot \lambda^{0,1} \cdot \Theta^{0,12} \cdot D^{0,2},$$

where: $C = 105$, $n = 0.25$ for the thicknesses of the CFS $\delta = 0,1 - 0,6$ mm; $C = 0.28$, $n = -0.55$ for $\delta = 0.6 - 3$ mm; λ – thermal conductivity of CFS; Θ – porosity of CFS (from 0.4 to 0.9); D – average pore size of CFS; q_{cr} (W/m²) critical value of density q when boiling water on smooth technical surfaces.

List of references

1. Shapoval, A.A. Investigation of the intensity of heat transfer during boiling of water on a surface with metal-fiber porous coatings / A.A. Shapoval, V.K. Zaripov, M.G. Semena // Teploenergetika, 1983, No. 12, p. 63-65.

Міністерство освіти і науки України
 Національний технічний університет України
 «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
 Інженерно-хімічний факультет
 Кафедра хімічного, полімерного
 та силікатного машинобудування
 Інститут проблем матеріалознавства ім. І.М. Францевича НАН України
 Інститут надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля НАН України
 Академія наук вищої освіти України
 Академія будівництва України

**ЗБІРНИК ДОПОВІДЕЙ
 IV Всеукраїнської
 науково-практичної конференції**

**ЕФЕКТИВНІ ПРОЦЕСИ ТА
 ОБЛАДНАННЯ ХІМІЧНИХ
 ВИРОБНИЦТВ ТА ПАКУВАЛЬНОЇ
 ТЕХНІКИ**

Київ, 15-16 грудня 2016 року

2016

ЗМІСТ	Стор.
СЕКЦІЯ ОБЛАДНАННЯ ХІМІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ І ПІДПРИЄМСТВ БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ	
Лобко С.С., Шербина В.Ю., Васильченко Г.М., Лелека С.В. Підвищення енергетичної ефективності обертової печі	5
Мозговой Є.В., Витвицький В.М., Чемерис А.О. Модернізація опори обертової печі	8
Панов Є.М., Шилович Т.Б., Я.І Шилович. Апарати та методи очищення газів, що містять монооксид вуглецю	10
Мошна О.В., Борщик С.О. Удосконалення конструкції головки преса для виготовлення керамічної цегли	12
Мошна О.В., Борщик С.О. Удосконалення конструкції мундштука шнекового преса для виробництва керамічної цегли	13
Шаловал А.А., Мандрійчук О.М., Шаловал І.О. Гранична теплопередавальна здатність теплових труб для хімічного обладнання	14
Шаловал А.А., Стрельцова Ю.В., Руденок М.В. До проблем моделювання процесів кипіння води та органічних рідин на металевих пористих поверхнях	16
Огороднік М.С. Удосконалення футерівки барабану трубного млина	18
Крутишська В.Я., Пахомова В.М., Федорович С.Р. Захист електрофільтрів термостійкими антикорозійними силіційорганічними покриттями	20

ГРАНИЧНА ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНА ЗДАТНІСТЬ ТЕПЛОВИХ ТРУБ ДЛЯ ХІМІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Шаповал А.А., Мандрійчук О.М., Шаповал І.О.

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ

Застосування двофазних теплопередавальних пристроїв, зокрема – теплових труб та їх різновидів – термосифонів з металевими капілярно-пористими структурами [1,2] є перспективним напрямом у сучасному хімічному машинобудуванні. При конструюванні систем охолодження і термостабілізації різних теплонапружених елементів хімічного обладнання виникають задачі визначення граничних значень теплопередавальної здатності застосованих теплових труб (ТТ), в залежності від технічних умов експлуатації охолоджуваних елементів обладнання. Якщо ТТ функціонує у складі рухомого елемента хімічного обладнання, розташованого горизонтально (приклад – валки вальців або каландрів), то орієнтація ТТ у такому випадку не має вирішального значення. Певні проблеми виникають при вертикальному

(або близькому до вертикального) розташуванні ТТ у хімічному апараті (машині, пристрої) і нагріванні ТТ (у такому випадку) «зверху».

Експерименти щодо визначення граничної теплопередавальної здатності теплових труб, розташованих у «важких» умовах їх експлуатації (при нагріванні ТТ «зверху»), проведено із використанням експериментальної установки, представленої на рис.1.



Рис. 1. Експериментальна установка для досліджень характеристик теплових труб

Цикл дослідів, виконаних із застосуванням експериментального устаткування ІПМ НАН України, засвідчив, що максимальна висота капілярного підняття води (за рахунок капілярних сил Лапласа) не перевищує значень ~400 мм (що співпадає з літературними даними). Дані щодо детальних фізико-технічних умов при аналогічних дослідженнях, відомі в існуючій літературі, – досить обмежені, що обґрунтовує необхідність подальших експериментальних результатів, отримуваних із безпосереднім використанням ТТ низькотемпературного діапазону (рідини-теплоносії у яких – вода, етанол, ацетон). Ряд результатів, отриманих у циклі експериментів з різними типами ТТ, при зміні їх орієнтації (відносно горизонту) та при змінних значеннях теплонавантажень на труби (в умовах їх водяного охолодження) наведено на рис. 2, а,б.

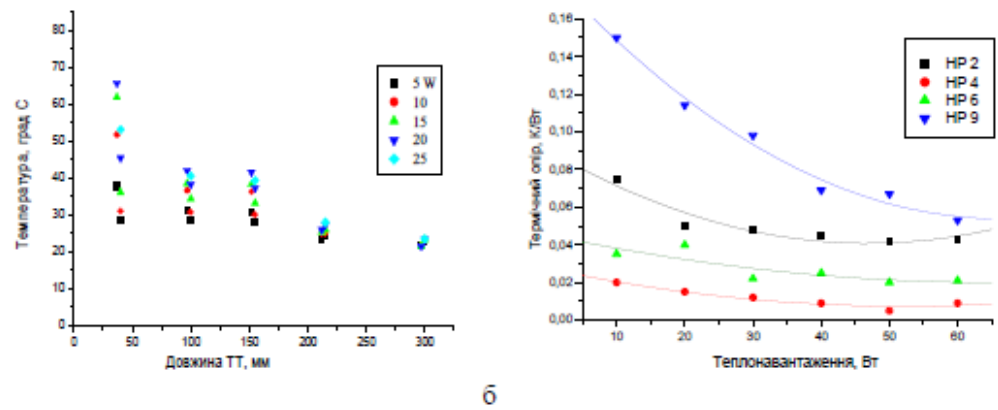


Рис. 2. Теплофізичні характеристики теплових труб (ТТ) з металоволокнистими та композиційними капілярними структурами: **а** – розподіл температури по довжині транспортної зони ТТ при різних рівнях теплонавантаження; **б** – термічний опір ТТ при різних рівнях теплонавантаження (ТТ 9 – металоволокниста КС; ТТ 2,4,6 – композиційні КС)

Результати проведених досліджень засвідчили, що ТТ з «композиційними» капілярними структурами мають нижчі значення термічних опорів теплопровідності R [К/Вт], порівняно з металоволокнистими ТТ (рис. 2, б). Крім того, такі ТТ забезпечують вищі значення теплопередавальної здатності ТТ, порівняно з «металоволокнистими» ТТ (рис. 2, а).

Перелік посилань

1. С.Чи (S.W.Chi) / Тепловые трубы. Теория и практика (Heat Pipe. Theory and Practice). The George Washington University. // – М.: Машиностроение, 1981. – 208 с.
2. Присняков, В.Ф. Процессы переноса тепла и массы в тепловых трубах. / В.Ф.Присняков, В.И.Луценко, Ю.В.Наврузов и др. // – К.: Наукова думка, 1992. – 160 с.

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Інженерно-хімічний факультет
Кафедра хімічного, полімерного та силікатного машинобудування
Інститут проблем матеріалознавства ім. І.М. Францевича НАН України
Інститут надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля НАН України
Академія наук вищої освіти України
Академія будівництва України

**ЗБІРНИК ДОПОВІДЕЙ
VI Всеукраїнської
науково-практичної конференції**

**ЕФЕКТИВНІ ПРОЦЕСИ ТА
ОБЛАДНАННЯ ХІМІЧНИХ
ВИРОБНИЦТВ ТА ПАКУВАЛЬНОЇ
ТЕХНІКИ**

Київ, 14-15 грудня 2017 року

2017

**СЕКЦІЯ ОБЛАДНАННЯ ХІМІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ І ПІДПРИЄМСТВ
БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ**

Шиловіч Я.І., Панов Є.М., Шиловіч Т.Б. Збільшення кута змочування глазурованої керамічної поверхні шляхом введення вуглецевих волокон.....	5
Шаповал А.А., Стрельцова Ю.В., Шаповал І.О. Вплив орієнтації низькотемпературних теплових труб на граничні теплові потоки в умовах роботи хімічного обладнання.....	6
Куба О.В., Чемерис А.О., Гондлєх О.В. Удосконалення опори обертової печі.....	8
Дукаль Б.П., Боршик С.О. Удосконалення класифікації подрібнюваного матеріалу у кульовому барабанному млині.....	9
Дукаль Б.П., Боршик С.О. Удосконалення розвантажувальної частини кульового млина	10
Озяв О.П., Боршик С.О. Вдосконалення бандажа обертового барабана.....	11
Москаленко Є.В. Пристрій для передачі крутного моменту до обертової печі.....	12
Васильченко Г.М., Щербина В.Ю., Чесановський А.М. Розробка конструкції обертової печі для утилізації автомобільних шин.....	14
Квітко Д.С., Гондлєх О.В., Чемерис А.О. Підвищення ефективності роботи печей для випалу керамзиту.....	17
Нестеров В. Г., Зонов О. А. Модернізація шнекового пресу для виробництва керамічних виробів.....	18

УДК 669.536.422

**Вплив орієнтації низькотемпературних теплових труб на граничні теплові потоки
в умовах роботи хімічного обладнання**

Шаповал А.А., к.т.н., с.н.с., Стрельцова Ю.В., інж., Шаповал І.О., магістрант
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», м. Київ

Представлено результати розрахунків та експериментальних досліджень впливу основних характеристик і параметрів металевих капілярних структур теплових труб (важливих конструктивних елементів ефективних теплопередавальних пристроїв) на максимальні теплові потоки, які здатні відводити і передавати такі пристрої у «важких» умовах їх роботи.

Двофазні теплопередавальні пристрої замкнутого типу (так звані теплові труби (ТТ) і тер-мосифони (ТС) є ефективними теплопередавальними елементами, перспективними для розробки нового хімічного обладнання, зокрема для систем охолодження і термостабілізації теплона-пружених вузлів і елементів: валків, каландрів, пресформ, черв'яків екструдерів, тощо.

Капілярні структури (КС), які у класичних ТС – відсутні, виконують всередині ТТ дві важливі функції: 1) забезпечення високих рівней інтенсивності тепловіддачі як у зонах нагрівання (підведення теплоти), так і у зонах відведення теплоти; 2) швидкого транспортування рідин-теплоносіїв від зон охолодження (тепловідведення) до зон нагрівання. На транспортні характеристики КС істотно впливає ряд фізико-хімічних чинників): 1) структурна будова КС; 2) пористість; 3) наявність напівзакритих і «тупикових» пор; 4) розподіл пор по розмірах; 5) змочуваність поверхні пор рідиною; 6) розташування КС у просторі (вплив гравітаційних сил), тощо.

Визначенню максимальної теплопередавальної здатності металевих пористих структур Q_{\max} присвячено значну кількість робіт [1-3]. Відомі у літературі розрахункові формули свідчать, що при визначенні Q_{\max} потрібно враховувати значну кількість чинників (факторів). Формула, наведена у [2], головною умовою якої є припущення, що діаметр парового каналу – набагато більший за рівноважну величину середнього гідралічного діаметра пор, має такий вид:

$$Q_{\max} = \frac{\pi \delta \cdot (\delta + d_n) \cdot (P - P^*) (D_{\text{пор}}^{\text{пар}})^2}{4 (L_B + L_e + 2L_T) B^2} \cdot \frac{\sigma p r}{\mu} \cdot \left(\frac{1}{D_{\text{пор}}^{\text{пар}}} - \frac{1}{D_e} \right); \quad (1)$$

тут δ – товщина КС; d_n – діаметр парового каналу (у ТТ); P – пористість капілярної структури; P^* – об'єм пор КС, у яких відсутній рух рідини-теплоносія, $D_{\text{пор}}^{\text{пор}} = B \cdot \left(\frac{32K_{\text{КС}}}{P - P^*} \right)^{0.5}$ – рівноважна величина середнього гідравлічного діаметра пор; B – ширина одиничної структурної величини КС (діаметр волокна); $K_{\text{КС}}$ – коефіцієнт рідинної проникності повністю насиченої КС; $P_{\text{гр}}$ – гранична пористість капілярної структури; d_b – діаметр волокна КС; l_b – довжина волоконця КС; L_v, L_k, L_t – довжини зон випаровування, конденсації і транспорту теплоносія ТТ; r – питома теплота пароутворення; σ – коефіцієнт поверхневого натягу рідини; ρ_p – густина рідини; μ_p – динамічний коефіцієнт в'язкості рідини; $D_{\text{еф}}$ – ефективний діаметр пор КС.

На рис. 1 представлено результати розрахунків (графічну залежність) змін максимальної теплопередавальної здатності ТТ (згідно з формулою (1)) від коефіцієнта проникності КС для 4^х значень товщин КС (режим роботи ТТ – положення «термосифона»; нагрівання – «знизу»).

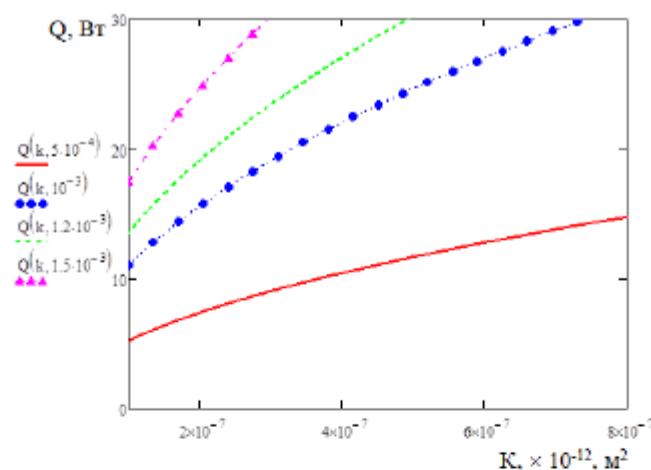


Рис. 1. Залежність максимальної теплопередавальної здатності Q_{max} теплових труб від проникності капілярних структур (розрахунки за формулою (1) автора [2])

Певним недоліком розрахунків за формулою (1) є відсутність умов для розрахунку впливу масових сил на роботу теплової труби. Тому обчислення за даною формулою доцільно виконувати лише для вертикального положення ТТ, коли зона конденсації знаходиться вище зони випаровування (робочі положення термосифонів).

Авторами даної роботи проведено цикл експериментів, метою яких стало визначення реальної теплопередавальної здатності ТТ з так званими «композиційними» капілярними структурами, які змушені функціонувати у «важких» просторових умовах (підведення теплоти до ТТ «зверху»). Досліди проведено з етанолом у якості рідини-теплоносія (яка надійно змочує КС); вода ж, на відміну від органічних рідин, неідеально змочує різні металеві поверхні.

Результати експериментів продемонстрували, що ТТ з «композиційними» КС доцільно застосовувати для тих інженерних задач, у яких важко (за технічними умовами) відводити некорисну теплоту від теплонапружених ділянок приладів і пристроїв, розташованих у жорстко фіксованому і конструктивно «невигодному» просторовому розташуванні. Такі випадки є типовими не тільки для хімічних апаратів і пристроїв, а й для пристроїв авіаційної, судової, транспортної та іншої апаратури. Відомі у літературі (щодо теплових труб) результати свідчать, що гідродинамічною межею для капілярного підняття рідин металевими капілярними структурами, виготовленими з різних пористих матеріалів є висота $\sim 300\text{--}350$ мм (тобто – довжина лише транспортної зони КС), без врахування довжин зон нагрівання КС та зон їх охолодження.

ТТ з композиційними КС (згідно з експериментальними даними, отриманими авторами роботи у найважчих просторових положеннях труб) надійно функціонували у діапазоні теплових потоків від 0 до 25 Вт (а ТТ з волокнистими КС здатні відводити потужності лише до 15 Вт).

Література

1. Ивановский М.Н. / М.Н. Ивановский, В.П. Сорокин, Б.А. Чулков и др. Технологические основы тепловых труб. // М.: Атомиздат, 1980. – 160 с.
2. Косторнов А.Г. / А.Г. Косторнов. Проницаемые металлические волокновые материалы. // К.: Техніка, 1983. – 128 с.
3. Воронин В.Г. / В.Г. Воронин, В.Я. Сасин и др. Низкотемпературные тепловые трубы для летательных аппаратов // Машиностроение, 1976. – 200 с.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
Кафедра хімічної інженерії Національного університету "Львівська політехніка"
Відділ біопроцесів і біомедичної інженерії Вроцлавського політехнічного університету (Польща)
Інститут нового хімічного синтезу (Пулава, Польща)
Кафедра хімічної інженерії та процесів Жешувського політехнічного університету (Польща)
за участі
Ради молодих вчених Інституту хімії та хімічних технологій
Національного університету "Львівська політехніка"
та Асоціації випускників Львівської політехніки

INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE
**CHEMICAL TECHNOLOGY
AND ENGINEERING**

BOOK OF ABSTRACTS

Ukraine, Lviv, June 26–30th, 2017



МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ПРАКТИЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ
**ХІМІЧНА ТЕХНОЛОГІЯ
ТА ІНЖЕНЕРІЯ**

ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ

Україна, Львів, 26–30 червня 2017 року

Львів
Видавництво Львівської політехніки
2017

Перспективи та реалії застосування теплових труб з ефективними капілярними структурами в хімічній інженерії

А.А. Шаповал¹, М.В. Руденок¹, І.О. Шаповал¹

1. Кафедра хімічного, полімерного та силікатного машинобудування; Національний технічний університет України „Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського”; УКРАЇНА, м. Київ, пр-т Перемоги, 37; ash48@ukr.net

Prospects for the development and application of two-phase heat transfer devices (heat pipes) in chemical engineering are considered. Various types of metallic capillary-porous structures used and promising for use in heat pipes are presented. It is noted that the basic physical and technical characteristics of porous structures affect, in a certain way, the quality and efficiency of heat pipes

Ключові слова - теплові труби, металеві пористі матеріали, капілярні структури, хімічна інженерія

Теплові труби (ТТ) з капілярними пористими структурами (КПС) є ефективними двофазними теплопередавальними пристроями, які в останній час починають широко впроваджуватися і застосовуватися у різних галузях промисловості та народного господарства. Крім того, що ТТ є своєрідним «містком» між повітряним та рідинним охолодженням, це ще й достатньо надійні пристрої, здатні певним чином трансформувати теплові потоки. ТТ можуть з успіхом застосовуватися у багатьох прикладних інженерних задачах, метою яких є швидке нагрівання, охолодження та термостатування різних технічних елементів, апаратів і обладнання.

Дослідження як властивостей і здатностей ТТ, так і двофазних теплофізичних процесів, що відбуваються всередині ТТ в умовах, типових для роботи ТТ, розпочалися в Україні в 70-х роках ХХ ст. (Одеса, Київ, Дніпропетровськ). Виявилось, що ефективність функціонування ТТ (на відміну від термосифонів) значною мірою залежить від конструкції та характеристик капілярно-пористих структур. Основними вимогами щодо фізико-технічних якостей КПС, крім високих значень коефіцієнтів тепловіддачі α у зонах нагрівання та охолодження ТТ, є також необхідність ефективного транспортування рідин-теплоносіїв (всередині ТТ).

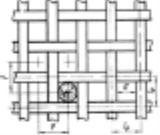
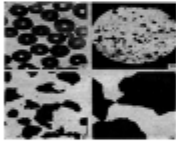
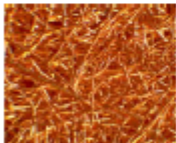

На сьогодні існує ряд типів КПС, перспективних для застосування у ефективних ТТ. У першу чергу, це КС, виготовлені із металевих волокон (у вигляді пористих матеріалів типу «губки»), металевих порошкових матеріалів, металопінистих матеріалів та так званих «композиційних» матеріалів. Важливою фізико-технічною умовою для забезпечення стійкої роботи ТТ у різних діапазонах теплових навантажень q [Вт/м²] є наявність певного розподілу пор за розмірами. Остання вимога унеможливає застосування КПС, для яких розподіл пор за розмірами – відсутній (приклад – металеві сітчасті матеріали, у яких пори мають майже однакові розміри).

В Інституті проблем матеріалознавства ім. Францевича НАН України, у відділі проникних металевих матеріалів створюються і досліджуються теплові труби, в основному – низькотемпературного діапазону (– 50...+ 180 °С), з різними типами вищезазначених ефективних КПС. Проведені ресурсні випробування дослідних мідних ТТ з мідними волокнистими КПС (початок випробувань: з 1975 р. по теперішній час) продемонстрували високі показники надійності таких теплопередавальних пристроїв (строки безвідмовного функціонування 6-х дослідних зразків ТТ перевищили 100000 годин). Одним з визначальних характеристик якості ТТ є їх термічний опір теплопровідності $R_{\text{т}}$ [К/Вт] та

гранична (максимальна) теплопередавальна здатність Q_{\max} [Вт]. Остання істотно залежить, у першу чергу, від положення (орієнтації) ТТ у гравітаційному просторі. Високоякісні ТТ мають значення термічних опорів теплопровідності $R_{\text{т}}$ від 0,05 до 0,25 [К/Вт]. Обидві зазначені характеристики залежать від ряду чинників: у першу чергу – від фізичних параметрів і характеристик КПС; також – від якості виготовлення ТТ. Ряд типів КС, які можуть застосовуватися у ТТ низькотемпературного діапазону, наведено у таблиці.

Таблиця 1

Основні типи і характеристики металевих пористих структур для теплових труб

Тип КПМ	Переваги	Недоліки
<p>Сітчасті</p> 	Простота серійного виготовлення, висока проникність. Можливість аналітичного визначення структурних характеристик	Відсутність розподілу пор за розмірами; у результаті: не забезпечується стабільна робота ТТ; відсутність якісного контакту між шарами сіток, а також – незадовільний контакт сіток зі стінками корпусу
<p>Порошкові</p> 	Наявність розподілу пор за розмірами, завдяки чому забезпечується стабільність роботи ТТ	Наявність тупикових пор; максимальна пористість – не більше 55 %; наслідком чого є недостатня проникність і тепловий гістерезис
<p>Волокнисті</p> 	Наявність розподілу пор за розмірами, завдяки чому забезпечується стабільна робота ТТ (у діапазонах навантажень, більших, ніж з порошковими матеріалами); відсутність тупикових пор та теплового гістерезису	Відносна складність серійного виробництва КПС
<p>Композиційні (патент ІПМ)</p> 	Можуть поєднувати у собі як переваги, так і недоліки порошкових та волокнистих матеріалів, але у поєднанні можуть дати нові можливості щодо використання у якості капілярних структур теплових труб (що потребує подальших досліджень)	

Виробництво ТТ з ефективними КПС в Україні не представляє значних труднощів. Ряд трубних заводів України виробляє якісні металеві труби (як шовні, так і безшовні; останні є кращими щодо якості ТТ). Дещо складнішим технологічним процесом є виготовлення металевих капілярно-пористих матеріалів та власне теплових труб. Проте зазначені операції, як і „заправка” ТТ різними рідинами-теплоносіями, не є технічно складними технологічними операціями.